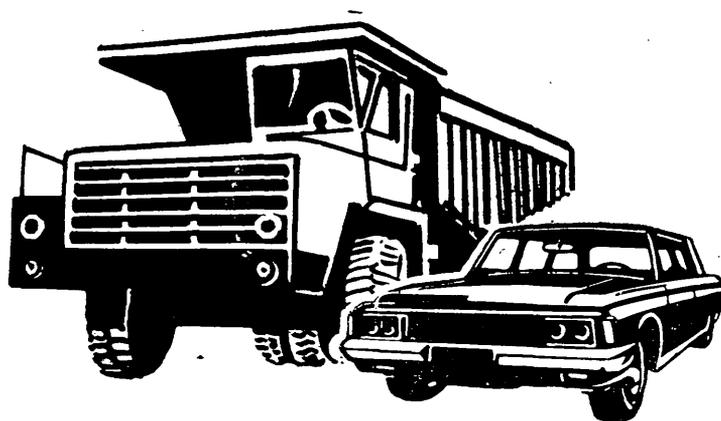


# А

# АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

# 1982

# 11



# СОДЕРЖАНИЕ

## ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

- А. П. Ковалев** — Вопросы совершенствования экономико-аналитической работы при создании новой техники. . . . . 1

### ДВИГАТЕЛИ

- А. А. Ватульян, Б. И. Прудников** — Проблемы конвертации карбюраторных двигателей в дизели. . . . . 3
- В. М. Кузнецов, Е. В. Шатров, А. Ю. Раменский, Н. И. Голубченко** — Топливная аппаратура бензоводородного двигателя. . . . . 7
- Ю. А. Прокофьев** — Двухтактные двигатели внутреннего сгорания для спортивных мотоциклов. . . . . 9

### АВТОМОБИЛИ

- А. И. Веселов** — Развитие легковых автомобилей III группы малого класса. . . . 11
- В. В. Осепчугов** — Основные параметры, определяющие компоновочную схему городского автобуса. . . . . 16
- В. И. Медведков, А. Д. Дербаремдикер, В. Н. Сиренко, Е. М. Беликов, И. К. Калькис** — Автогенерация колебаний и вибраций на автомобилях. . . . . 17
- А. М. Горелик, А. Д. Конев, В. В. Костылев, А. Е. Плетнев** — Оценка параметров подвески при случайных возбуждениях. . . . . 20
- С. А. Воронцов, Н. Д. Гудилин** — Шины и внутренний шум легкового автомобиля. 22
- В. Г. Лисовский, О. Ф. Трофимов** — Автоматизированный синтез схем нагружения автомобильных конструкций для ресурсных стендовых испытаний. . . . . 23

### ТЕХНОЛОГИЯ И МАТЕРИАЛЫ

- В. П. Воинов, Б. А. Тягельский** — Сварка трением. . . . . 25
- П. П. Голубев, П. С. Гурченко, М. В. Кабакович, А. И. Корунчиков** — Износостойкость образцов из стали и чугуна, упрочненных лазерным лучом и обычными методами. . . . . 27
- Л. А. Брахман, М. В. Коновалова** — Применение инструментов, оснащенных режущей керамикой и синтетическими сверхтвердыми материалами. . . . . 29
- В. А. Саутенкова, Н. Г. Морозова, И. П. Хайневский, С. Л. Покровская, Л. Х. Шафигулина** — Ткани в конструкции сидений автомобилей. . . . . 30

### ИНФОРМАЦИЯ

На ВДНХ СССР

- Е. В. Сербиновская** — Прогрессивные технологические процессы создания защитных и декоративных покрытий автомобильных деталей и узлов. . . . . 31

Новые нормативные материалы

- Т. Р. Филипосянц** — Ограничение выброса вредных веществ с отработавшими газами дизелей. . . . . 33

Станки и оборудование для нужд отрасли

- В. В. Макаров, А. Н. Герасимов, И. П. Кулебякин** — Стенды для контрольных испытаний коробок передач автомобилей ГАЗ. . . . . 34

Новости отечественного автомобилестроения

- С. И. Кравчун, В. И. Губа, Л. Г. Спекторов, А. Д. Гурлянд** — Автономный отопитель автомобиля ЗАЗ-968М. . . . . 36

Автомобилестроение за рубежом

- Г. М. Шлейфер** — Состояние и тенденции развития тяжелых мотоциклов. . . . 37
- А. Н. Саверина** — Грузовые автомобили ГДР. . . . . 40

Главный редактор **А. П. БОРЗУНОВ**

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

Ордена Трудового Красного Знамени издательство «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Технический редактор **Е. П. Смирнова**

Корректор **А. А. Снастина**

Сдано в набор 08.09.82.  
Формат 60×90<sup>1</sup>/<sub>8</sub>. Печать высокая.

Подписано в печать 26.10.82.  
Усл. печ. л. 5,0. Уч.-изд. л. 8,0.

Гипраж 10058.

Т-17167.  
Заказ 375.

Адрес редакции: 103012, Москва, К-12, пр. Сапунова, д. 13, 4-й этаж, комн. 424 и 427. Тел.: 228-48-62 и 298-89-18  
Подольский филиал ПО «Периодика» Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательства, полиграфии и книжной торговли г. Подольск, ул. Кирова, д. 25

# АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

II  
НОЯБРЬ  
1982

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

Издается с 1930 года

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ



УДК 658.512.2:658.011.4

## Вопросы совершенствования экономико-аналитической работы при создании новой техники

(В порядке обсуждения)

Канд. техн. наук А. П. КОВАЛЕВ

Московский автомеханический институт

**З**НАЧИТЕЛЬНЫЙ вклад в решение задач по экономии материальных и трудовых ресурсов призваны сделать разработчики новой техники, так как экономичность и качество изделий закладываются именно на стадиях научно-исследовательских и опытно-конструкторских разработок (НИОКР).

В управлении качеством, как известно, уже есть определенные достижения: комплексные системы управления качеством продукции (КСУКП) на предприятиях внедрены почти повсеместно и дают значительный эффект, в том числе экономический. Однако практика показала, что КСУКП, несмотря на ее комплексность, имеет некоторую ограниченность — в ней практически отсутствуют элементы управления издержками производства и технико-экономическими показателями расходования материальных ресурсов. Сейчас, когда во главу производственно-хозяйственной практики ставится задача всемерной экономии и рационального использования ресурсов, нужно стремиться уже не просто к высокому качеству выпускаемых изделий, а к качеству, экономически оправданному общественными потребностями. Поэтому вполне закономерно, что в процессе дальнейшего развития КСУКП появились более многогранные системы: краснодарская система повышения эффективности производства и днепропетровская система управления качеством продукции и эффективного использования ресурсов.

В этой связи представляется целесообразным создание в рамках действующих КСУКП подсистемы обеспечения экономичности изделий, которая должна представлять собой совокупность мероприятий, методов и средств, направленных на нормирование и обеспечение высокой экономичности продукции в процессе ее разработки, изготовления и последующей эксплуатации при подержании экономически оптимального уровня качества. В основе подсистемы должны лежать мето-

ды экономико-аналитической работы, позволяющие оценивать, анализировать, отбирать и вскрывать новые, наиболее эффективные технические решения на стадиях проектирования конструкций, подготовки производства и освоения выпуска.

Что такая подсистема — дело назревшее и крайне необходимое организационно-экономические условия проведения НИОКР, к сожалению, еще не всегда содействуют тому, чтобы разработчики новой техники были заинтересованы в тщательной проработке конструкций, в создании конструкций с оптимальными техническими параметрами. Не секрет, что еще встречаются случаи, когда в новых конструкциях оставляются «резервы» под рационализацию, чтобы подстраховаться выполнением заданий по снижению расхода материалов, трудоемкости и себестоимости. Создание облегченных и рациональных конструкций, предполагающих применение новых оригинальных решений, требует, естественно, дополнительных инженерных расчетов, проверок, обоснований, а на это часто не хватает времени, терпения и средств. Кроме того, утяжеленные и промоздкие конструкции при пока еще распространенном «весовом» методе расчета получают более высокие допустимые проектные показатели по себестоимости и лимитной цене. Разработка новых конструкций ведется нередко с оглядкой на сложившуюся устаревшую технологию, при которой много металла переводится в стружку и отходы, используются нефасонные заготовки и низкосортные материалы.

Основные направления совершенствования экономико-аналитической работы при создании новой техники состоят в применении: расчетных методик технико-экономического анализа для установления плановых показателей (лимитов) по расходу ресурсов на разрабатываемые изделия; функционально-стоимостного анализа (ФСА) для оперативного контроля в ходе НИОКР экономичности технических решений; результа-

тов технико-экономического и функционально-стоимостного анализа в системе внутрихозяйственного расчета предприятий (объединений) и научно-исследовательских организаций, новых организационных форм НИОКР, в частности, комплексных инженерных бригад и службы экономического анализа изделий.

Результаты технико-экономического анализа необходимы, прежде всего, в процессе разработки планов НИОКР и оргтехмероприятий, а чтобы такие результаты получить — нужны расчетные методы, позволяющие устанавливать научно обоснованные проектные (плановые) показатели себестоимости, материалоемкости, трудоемкости и эксплуатационной экономичности разрабатываемых образцов новой техники. Они позволяют исключить случаи, когда проектные показатели некоторых новых разработок назначаются субъективно или на основании прикидочных подсчетов. Настала пора в составе общего плана НИОКР по предприятию (объединению) или научно-исследовательской организации выделять разработки, выполняемые по аналитически обоснованным показателям (АОП). Обоснованные технико-экономическим анализом проектные показатели объекта разработки накладывают на исполнителей повышенную ответственность, делают цели и задачи НИОКР конкретными, более достоверными и напряженными. Поэтому НИОКР, выполняемые по АОП, нужно всячески стимулировать, предусматривая, например, для них повышенный процент отчислений в фонд материального поощрения. Большую помощь в этом деле может оказать такой показатель, как удельный объем разработок, выполняемых по АОП, в общем объеме разработок по плану, если его применять при оценке результатов хозяйственной деятельности технических служб предприятий (объединений) и подразделений научно-исследовательских организаций.

Конечно, реализация выказанного предложения потребует разработки соответствующего положения о порядке отнесения НИОКР к категории разработок, выполняемых по АОП. В нем, очевидно, должны быть четко определены требования к расчетам и обоснованиям, на основе которых выводятся проектные (плановые) показатели объектов НИОКР.

В процессе оперативного управления ходом НИОКР очень важно наладить систематический контроль — на основе ФСА — экономичности промежуточных результатов разработок.

В недавно вышедшем постановлении ЦК КПСС «О работе Министерства электротехнической промышленности по экономии материальных и трудовых ресурсов в свете требований XXVI съезда КПСС» отмечается, что в этой отрасли широко используется метод ФСА, позволяющий на основе исследования экономичности конструкций изделий и технологии vyrabatyvat' конкретные рекомендации по снижению затрат материалов и труда. Намечены меры по распространению опыта отрасли в народном хозяйстве.

В условиях массового производства, когда конструктивные изменения требуют значительных затрат на переделку специального оборудования и оснастки и, кроме того, когда изменения могут нарушать взаимозаменяемость деталей в эксплуатации, именно ФСА должен применяться в сфере НИОКР. Он позволяет предупредить возможность иррациональных решений, концентрировать усилия разработчиков на тех элементах конструкции и технологии, которые оказываются источником повышенных затрат, направлять процесс творческого поиска на обеспечение высокой экономичности создаваемых образцов техники. Достигается это путем оперативного контроля за экономичностью разрабатываемого изделия, сопоставительного исследования новых технических решений с известными аналогами на основе экономических критериев. Причем конструкция расчленяется по функциональным свойствам, и возможные варианты осуществления технических функций оцениваются с точки зрения экономики. Таким образом, получаемая в процессе анализа информация заставляет разработчиков взглянуть на конструктивные и технологические решения как с позиций функциональной целесообразности, так и с позиций экономики. Следовательно, ФСА, как метод работы, предназначен скорее для разработчиков новой техники, чем для экономистов. Поэтому многие зарубежные фирмы, в том числе и автомобильные, обучают инженерно-технический персонал методике ФСА.

Периодичность, с какой повторяется цикл анализа, зависит от стабильности номенклатуры и темпа морального старения выпускаемой продукции. Например, в австрийской компании Стайер-Даймлер-Пух, где ФСА успешно применяется более 15 лет, считают, что 60% изделий должны подвергаться стоимостному анализу регулярно через четыре года; причем экономия должна составлять не менее 6% торгового оборота.

В этом отношении интересен также опыт японской фирмы Тойота, которая совместно с фирмами-партнерами по произ-

водству автомобилей, образовала комитет по управлению издержками. Стоимостный инженеринг (так называется здесь ФСА) в сфере проектирования и разработок строится с учетом трехгодичного цикла сменяемости моделей. Исходные импульсы к развитию работ по экономии издержек дают регулярно проводимые выставки автомобилей и запасных частей к ним. На выставке в течение двух месяцев накапливаются предложения по внесению усовершенствований в конструкцию автомобилей и технологию изготовления. Затем в течение примерно шести месяцев осуществляется стоимостный инженеринг, т. е. анализ и проработка всех поступивших предложений и выявление возможностей их внедрения.

Об эффективности мероприятий говорят следующие данные: для пяти моделей автомобилей предлагалось от 2800 до 4700 различных усовершенствований, по каждой из них внедрялось в производство от 1100 до 2700 усовершенствований, благодаря чему себестоимость продукции ежегодно снижалась на ~10%.

Принимая во внимание важность проблемы всемерной экономии ресурсов, необходимо стремиться к тому, чтобы отработка конструкции на экономичность с использованием методики ФСА стала таким же повседневным делом, как практикуемые отработки на технологичность, надежность, виброустойчивость и т. д. Для этого результаты отработки на экономичность нужно постоянно контролировать. Причем проверка на экономичность, подобно нормо-контролю или технологическому контролю, должна фиксироваться в соответствующей технической и проектной документации, представляемой руководству на утверждение.

Контроль экономичности может быть дополнен системой оценки промежуточных результатов НИОКР на отдельных этапах, которые также дадут полезную информацию для практики внутрихозяйственного расчета предприятия (объединения), научно-исследовательской или проектно-конструкторской организации.

Усиление внимания разработчиков новой техники к проблеме обеспечения экономичности будет способствовать также и введению так называемого функционального хозрасчета на предприятиях и в объединениях, при котором повышается роль экономической деятельности функциональных подразделений, устанавливаются их экономические функции в управлении производственными издержками, а также хозрасчетная ответственность за расходование определенных видов ресурсов. Работы по внедрению функционального хозрасчета в настоящее время ведутся на ряде предприятий автомобильной промышленности.

Выше затронуты вопросы использования экономического анализа в хозрасчетном механизме деятельности предприятий (объединений) и исследовательских организаций. В то же время нельзя забывать об организаторской стороне проблемы.

Известно, что любая НИОКР в своем развитии проходит фазы планирования, исследования, проектно-конструкторских работ, проверки образцов, технологического и организационного освоения. Как бы ни был узок фронт решаемых при этом задач, он почти никогда не замыкается рамками одного функционального подразделения. Для реализации любого мероприятия по новой технике требуется совместная работа конструкторов, исследователей, технологов, экономистов и производственников. Но на практике нередко бывает деление работ на «свои» и «не свои», в результате чего последние делаются с задержками, кое-как, после многократных напоминаний, по ним находят больше всего возражений и контраргументов. Поэтому решение проблемы рациональной организации НИОКР видится в создании и организационном оформлении комплексных инженерных бригад для реализации научно-технических новшеств. Такая бригада, состоящая из специалистов разных подразделений, сможет и должна обеспечивать прохождение НИОКР по всему циклу «исследование — производство».

Формирование и организация работы комплексных бригад — направление, благодаря которому практически реализуется принцип программно-целевого подхода, позволяющего ориентировать разработчиков на получение заданного конечного результата с наименьшими затратами. Если деятельность комплексных инженерных бригад будет вписана в действующую систему линейно-функционального управления объединением (предприятием), в систему хозрасчетных отношений его подразделений, то в ней — уже в сфере инженерной деятельности — в полной мере проявятся те качества бригадной организации труда и бригадного подряда, которые хорошо зарекомендовали себя в сфере производства.

Важным организационным моментом в постановке экономического анализа является также и наличие на предприятии специального подразделения по стоимостному

анализу. Это может быть отдел, бюро или лаборатория экономического анализа разработок по новой технике, в функции которых входит: установление — на основе технико-экономического анализа — аналитически обоснованных плановых показателей для объектов НИОКР; контроль экономичности промежуточных результатов НИОКР на базе ФСА, организация экспертизы технических решений; организация работы комплексных инженерных бригад; экономическое стимулирование функциональных подразделений, а также комплексных инженерных бригад за достижение в ходе НИОКР и подготовки производства высоких, аналитически обоснованных показателей; методическое обеспечение технико-экономических расчетов; обучение кадров приемам и методам технико-экономического и функционально-стоимостного анализа.

Организационные формы могут быть, разумеется, и какими-то иными. Но и сейчас уже ясно, что экономико-аналитической работой, нацеленной на обеспечение высокой экономичности изделий, должны быть охвачены все основные подразделения и службы предприятия (объединения), деятельность которых влияет на формирование затрат на стадиях разработки, изготовления и эксплуатации изделий. На это нацеливает, как уже упоминалось выше, недавно принятое Постановление ЦК КПСС «О работе Министерства электротехнической промышленности по экономии материальных и трудовых ресурсов в свете требований XXVI съезда КПСС», этого требуют интересы дальнейшего развития народного хозяйства.



УДК 621.43.004.68:621.436

## Проблемы конвертации карбюраторных двигателей в дизели

А. А. ВАТУЛЯН, Б. И. ПРУДНИКОВ  
НАМИ

НАИБОЛЕЕ дешевый и быстрый способ создания дизеля — переоборудование (конвертация) под дизельный рабочий процесс серийного карбюраторного двигателя с искровым воспламенением заряда. На первый взгляд для этого нужно лишь соответствующим образом переделать головку цилиндров и поршни, заменить свечи зажигания топливными форсунками, установить топливный насос высокого давления, устранить подогрев впускной трубы, не нужный для дизеля. И попытки конвертации были, начиная с конца 20-х — начала 30-х годов. Однако широкого распространения это техническое направление не получило. Во-первых, из-за того, что большинство карбюраторных двигателей того времени имело непригодное для дизелей нижнеклапанное газораспределение. Во-вторых, у карбюраторных двигателей были низкие степени сжатия (4—5), и их силовой механизм, рассчитанный на максимальное давление сгорания 2,5—3,0 МПа, обладал низкой надежностью при высоких нагрузках дизельного процесса. Поэтому во второй половине 30-х годов появились уже специально спроектированные «универсальные» двигатели, имеющие усиленный силовой механизм, которые по желанию

могли комплектоваться «дизельными» или «карбюраторными» головками цилиндров, поршнями, впускными трубами и другими узлами и деталями. Но «карбюраторные» модификации таких унифицированных двигателей при цилиндрах рабочим объемом, превышающим 600 см<sup>3</sup>, получились перетяжеленными и не нашли широкого применения. Что касается двигателей с цилиндрами меньших рабочих объемов (предназначившиеся в основном для легковых автомобилей), то они оказались более перспективными, и некоторые из них выпускаются до настоящего времени. Примером могут служить (табл. 1) семейства двигателей для легковых автомобилей фирм Даймлер-Бенц (ФРГ), Ровер (Англия), Дайхацу (Япония) и др.

К началу 60-х годов получили распространение короткоходные карбюраторные двигатели с верхним расположением клапанов (в частности, двухрядные с V-образным расположением цилиндров), коленчатые валы которых имели повышенную структурную жесткость. Это стимулировало новые, более успешные, чем ранее, попытки создания дизелей конвертацией серийных карбюраторных двигателей. Например, американ-

Таблица 1

Фирма	Тип двигателя	Модель	Рабочий объем, см <sup>3</sup>	Диаметр и ход поршня, мм	Мощность (кВт) при частоте вращения коленчатого вала, —1 мин
Даймлер-Бенц	Карбюраторный Дизель > > >	M115	1988	87/83,6	69/4800
		OM621	1988	87/83,6	40,5/4200
		OM615	2197	87/92,4	44/4200
		OM616	2404	91/92,4	48/4200
		OM617	3005	91/92,4	59/4000
Ровер	Карбюраторный Дизель	2 <sup>1</sup> / <sub>4</sub> LP	2286	90,5/88,9	52/4000
		2 <sup>1</sup> / <sub>4</sub> LD	2286	90,5/88,9	46,5/4000
Дайхацу	Карбюраторный Дизель	DV23	1994	88/82	106*/5200
		DV26	2530	88/104	80*/3800

\* Мощность по SAE.

Таблица 2

Фирма	Тип двигателя	Модель	Рабочий объем, см <sup>3</sup>	Диаметр цилиндра и ход поршня, мм	Мощность (кВт) при частоте вращения коленчатого вала, —1 мин
Дженерал Моторс Корпорейшн	Карбюраторный Дизель Карбюраторный Дизель Карбюраторный Дизель	351C	5750	115,9/91	140/3700
		D 351	5750	115,9/91	95,5/3200
		478M	7780	130,2/98	166/3400
		DU 478	7780	130,2/98	110/103/3200
		637	10370	130,2/98	184/2800
		DH 637	10370	130,2/98	143/162/2600
Интернейшнл Харверстер	Карбюраторный Дизель Карбюраторный Дизель	UV 461	7620	104,8/109,6	166/3600
		DV 462	7620	101,8/109,6	136/3200
		UV 549	9000	114,3/109,6	189/3400
		DV 550	9000	114,3/109,6	154/3200

Фирма	Тип двигателя	Модель	Рабочий объем, см <sup>3</sup>	Диаметр и ход поршня, мм	Мощность (кВт) при частоте вращения коленчатого вала, мин <sup>-1</sup>
Фольксваген	Карбюраторный Двигель	Гольф	1588	79,5/80	81/6100
			1588	76,5/86,4	40/4800
Опель	Карбюраторный Двигель	—	1698	88/69,8	44/4800
		21D	2067	88/85	41/4400
		20D	1998	86,5/85	42,5/4400
ФИАТ	Карбюраторный Двигель	127	1049	76/57,8	37/5600
		127D	1301	76/71,5	32,7/5000
		—	1756	84/79,2	64/3200
		Ритмо	1714	83/79,2	43/4800
Ситроен	Карбюраторный Двигель	CX 2200	2175	90/85,5	82,5/5500
		CX 2200D	2175	90/85,5	48,5/4500
Исудзу	Карбюраторный Двигель	—	1951	86/84	73,6/5000
		—	1951	86/84	45,5*/4400
Олдсмобил	Карбюраторный Двигель	—	5737	103,05/85,98	126,5*/3800
		LF 9	5737	103,05/85,98	89,5*/3600
		—	4269	88,9/85,98	82,5*/3400
		LF 7	4269	88,9/85,98	67*/3600

\* Мощность по SAE.

ские фирмы Интернейшнл Харвестер и Джи-Эм-Си начали промышленный выпуск конвертированных V-образных дизелей (табл. 2) уже с середины 60-х годов, однако в 70-х годах их продукция, используемая на грузовых автомобилях, не смогла конкурировать (по долговечности, безотказности и топливной экономичности) с обычными дизелями фирм Катерпиллер, Камминз (США) и Перкинс (Англия), не имеющими вынужденных неоптимальных конструктивных решений. Кроме того, короткоходные конвертированные дизели не обеспечивали выполнения новых жестких требований на допусковые нормы дымности и токсичности отработавших газов. Поэтому выпуск конвертированных дизелей Джи-Эм-Си был прекращен, а дизелей Интернейшнл Харвестер (мод. DV550) хотя и продолжался, но их номинальная мощность была снижена почти на 25% (по сравнению с первоначально заявленной).

В последующем развитии карбюраторных двигателей для легковых автомобилей сопровождалось ростом степени сжатия до 6,5—8,5 и, соответственно, максимального давления сгорания до 5—5—6,5 МПа. Это потребовало повышения структурной жесткости блоков цилиндров и деталей силового механизма, следовательно, попутно создало предпосылки для более успешного конвертирования двигателей легковых автомобилей в дизели. В результате на рынках Западной Европы очень скоро поступили конвертированные четырехцилиндровые дизели фирм ФИАТ (Италия), Пежо-Инденор (Франция), Стандарт, Остин (Англия) и др. рабочим объемом цилиндров 1800—2200 см<sup>3</sup>, наибольшее распространение из которых получил дизель фирмы Пежо-Инденор. Правда, по мере совершенствования конструкции и увеличения выпуска его унификация с базовым карбюраторным двигателем все более уменьшалась, и он в конце концов превратился в самостоятельный объект производства — дизель.

Резкое повышение цен на бензин, начавшееся почти во всех капиталистических странах, значительно повысило интерес к дизелизации легкового автотранспорта. Ею стали заниматься и другие фирмы. Так, фирма Фольксваген (ФРГ) в конце 70-х годов создала конструкцию конвертированного четырехцилиндрового дизеля рабочим объемом цилиндров 1471 см<sup>3</sup> (в дальнейшем он был увеличен до 1588 см<sup>3</sup>) для легковых автомобилей модели Гольф-Д и приступила к его промышленному выпуску. Спрос на них оказался настолько значительным, что уже в 1978 г. суточный выпуск конвертированных дизелей фирмы Фольксваген был доведен до 1150 шт. На базе четырехцилиндровой модели была разработана пятицилиндровая модель для легковых автомобилей Ауди и шестицилиндровая — для Volvo (Швеция), а также турбонаддувные модификации четырех- и пятицилиндровых моделей. Примеру фирмы Фольксваген сразу же последовали фирмы Опель, ФИАТ, Ситроен, Исудзу и др. (табл. 3), которые создали четырехцилиндровые конвертированные дизели для своих легковых автомобилей. Фирма БМВ (ФРГ) приступила к выпуску шестицилиндрового конвертированного дизеля, первоначально поставляемого для водного транспорта, а в дальнейшем предназначенного и для легковых автомобилей. Фирма Олдсмобил (США) разработала для легковых автомобилей конвертированный V-образный восьмицилиндровый дизель рабочим объемом 5737 см<sup>3</sup>, а на его базе — шестицилиндровую V-образную модель, к выпуску которой и приступила в 1981 г.

Как известно, у дизелей максимальное давление сгорания на 40—50% выше, чем у современных автомобильных карбюраторных двигателей. Выше у них и давление конца сжатия. Поэтому работают они в 2—4 раза жестче (жесткость работы характеризуется скоростью нарастания давления сгорания на градус угла поворота коленчатого вала).

Давление конца сжатия у дизелей не только выше, чем у карбюраторных двигателей, но и почти не зависит от нагрузки, тогда как у карбюраторных оно (а также максимальное давление сгорания) при уменьшении нагрузки из-за дросселирования рабочего заряда заметно снижается. Рабочий заряд дизелей имеет относительно меньшее объемное теплосодержание из-за необходимости, вследствие внутреннего смесеобразования, сжигать топливо при  $\alpha \geq 1,2$ . По этим причинам среднее индикаторное давление у дизелей без наддува обычно получается на 5—7% меньшим, что в сочетании с повышенным максимальным давлением сгорания ведет к расширению диапазона изменения нагрузки на силовой механизм и увеличенной степени неравномерности крутящего момента, особенно на режимах частичных нагрузок.

Следовательно, дизели имеют не только большие по абсолютным величинам газодавления, но и значительно более неблагоприятную динамику рабочего цикла. В результате при одинаковом диаметре цилиндров коленчатый вал, шатун и поршневой палец у дизелей по размерам элементов

определяющих прочность, износостойкость и конструктивную жесткость, обычно на 15—20% больше, чем у карбюраторного двигателя. Большими должны быть и радиусы переходов от одного размера к другому в местах, где возможны повышенные концентрации напряжений. Понятно, что увеличение размеров деталей карбюраторного двигателя при его конвертации в дизель весьма нежелательно (а часто вообще невозможно без значительного изменения конструкции). Поэтому при конвертации там, где невозможны конструктивные изменения, меняют материал коленчатого вала, шатуна, поршневого пальца и подшипников, а также термообработку; вводят технологические мероприятия, повышающие усталостную прочность (накатку галтелей, дробеструйную обработку и др.). Литые чугунные коленчатые валы, например, заменяют стальными, коваными. Вместо закалки рабочих поверхностей их шеек с нагревом ТВЧ иногда применяют азотирование. В блоках цилиндров увеличивают толщины ряда стенок (особенно толщину, так называемой «верхней доски»), вводят дополнительные ребра. Это, уменьшая степень конструктивной и технологической унификации деталей базового двигателя и дизеля, естественно, снижает экономический эффект конвертации.

Однако это характерно для мощных двигателей, что же касается конвертации двигателей с меньшими диаметрами цилиндров, то здесь, как правило, не требуется дополнительного упрочнения силового механизма и повышения жесткости корпусных деталей: конструктивная жесткость и прочность деталей повышается по мере уменьшения их размеров. Поэтому при конвертации в дизель малолитражных карбюраторных двигателей неизменными можно сохранить большее число деталей силового механизма, чем при конвертации двигателей грузовых автомобилей с цилиндрами диаметром, например 100—120 мм.

Поршни дизелей подвергаются не только большим силовым, но и большим термическим нагрузкам. Это объясняется большими интенсивностью завихрения и плотностью рабочего заряда в дизелях, наличием у поршней значительной суммарной площади так называемой «огневой» поверхности и периода догорания части заряда во время такта расширения при работе дизеля на режиме полной подачи топлива. Поэтому стенки и днище поршней дизелей приходится делать массивнее (в частности, для улучшения отвода тепла от днища в стенки), а у относительно быстроходных дизелей, кроме того, армировать канавки верхнего компрессионного кольца. При дизельном рабочем процессе необходимо (рис. 1), чтобы расстояние от днища поршня до канавки верхнего компрес-

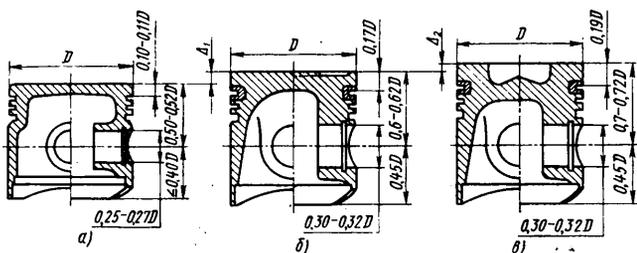


Рис. 1. Относительные размеры поршней:

а — карбюраторный двигатель; б — дизель с двухполостной камерой сгорания; в — дизель с однополостной, расположенной в днище поршня, камерой сгорания

сионного кольца было на 60—70% больше, а толщина перемычки между канавками верхнего и второго компрессионных колец — даже в 2 раза. Первое нужно для уменьшения вероятности закоксовывания верхнего компрессионного кольца в канавке: увеличение расстояния от днища поршня до верхней канавки смещает последнюю в более холодную зону поршня и затрудняет доступ в нее отработавших газов, содержащих у дизелей значительно большее количество кислорода, чем у карбюраторных двигателей; второе преследует цель уменьшить вероятность поломки перемычки между верхней и второй канавками давлением газа. Однако увеличение толщины перемычки и расстояния от днища поршня до верхней канавки увеличивает высоту головки поршня дизеля, что при конвертации требует соответствующего увеличения высоты блока цилиндров. Правда, на практике — при двухполостных камерах сгорания — исходную высоту блока цилиндров при конвертации иногда сохраняют неизменной, меняя у поршня относительное расположение канавок под кольца в несколько иной, чем приведено выше, пропорции, т. е. отступая от оптимальных для дизеля соотношений. У двигателей же с однополостными камерами сгорания (обычно в днищах поршня) сохранить у конвертируемого дизеля такую же высоту блока цилиндров, как и у базового карбюраторного двигателя, практически невозможно.

На эффективность смесеобразования у дизелей значительно влияет толщина надпоршневой щели, т. е. расстояние от днища поршня, находящегося в верхней мертвой точке до «огневой» поверхности головки цилиндров. Чем она меньше, тем меньше неактивный, т. е. не участвующий в смесеобразовании, объем камеры сгорания и тем больше «вихрь сжатия», образующийся при вытеснении воздуха из надпоршневой щели в полость вспомогательной камеры сгорания. Надпоршневой зазор определяется (рис. 2) точностью изготовления блока, шатуна, поршня и коленчатого вала, и поскольку влияние его при внешнем смесеобразовании и степенях сжатия до 8,5 относительно невелико, размеры этих деталей у карбюраторных двигателей обычно выполняются с более широкими допусками, чем это требуется при дизельном рабочем процессе. Отсюда — усложнение организации производства конвертированных дизелей на базе имеющегося технологического оборудования карбюраторных двигателей. В частности, не-

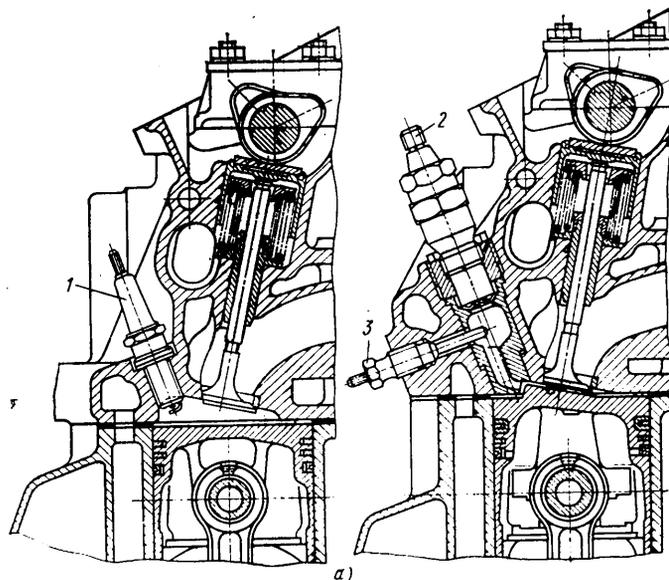


Рис. 3. Головка цилиндров карбюраторного двигателя Фиат-127 (а) и конвертированного дизеля (б), созданного на его базе:

1 — свеча зажигания; 2 — форсунка; 3 — свеча для пуска

обходимость селективного подбора перечисленных выше деталей и получение необходимого надпоршневого зазора за счет различных толщин прокладок головок цилиндров. И еще одно: сохранить технологическое оборудование, используемое при механической обработке головок цилиндров карбюраторного двигателя при его конвертации в дизель можно лишь в случае, когда клапаны на головке располагаются параллельно оси цилиндра. Правда, фирма ФИАТ сумела конвертировать в дизель двигатель модели Фиат-127, сохранив почти все технологическое оборудование головки цилиндров, несмотря на наличие у последней наклонных (но параллельных друг другу) клапанов (рис. 3). Однако ей пришлось придать специальную конфигурацию днищам поршней, что увеличило объем надпоршневой щели и отрицательно сказалось на протекании рабочего процесса дизеля.

На современных легковых автомобилях пока применяются только дизели с двухполостными камерами сгорания. Чтобы обеспечить холодный их пуск, в том числе и при диаметрах цилиндров 75—85 мм, применяются очень высокие степени сжатия (до 23—24) и относительно раннее закрытие впускного клапана (~40° после НМТ). В результате приходится сужать фазы газораспределения и, соответственно, менять профиль впускных кулачков. Наполнение цилиндра воздухом при этом, естественно, ухудшается. Фирма Фольксваген, чтобы устранить этот недостаток, применила (рис. 4) впускную трубу с длинными индивидуальными патрубками и резонирующим объемом, обеспечивающую акустический наддув дизеля. К сожалению, применить такую впускную трубу при карбюраторном смесеобразовании затруднительно.

Увеличение при переходе на дизельный рабочий процесс степени неравномерности крутящего момента может потребовать увеличения момента инерции маховика, а также изменения упругих характеристик подвески двигателя на автомобиле (тяг управления, газопроводов, трубопроводов системы охлаждения и т. д.). Вероятность такой необходимости тем выше, чем больше размеры конвертируемого двигателя.

Неблагоприятная динамика дизельного рабочего процесса, определяемая повышенной жесткостью сгорания, может вызвать ускоренные износы и разрушения деталей приводов распределительного вала и масляного насоса, на карбюраторном двигателе, работавших вполне удовлетворительно. Потери на трение в механизмах двигателя после его конвертации в дизель возрастают почти вдвое (в основном из-за значительно больших газовых давлений), значит, повышенным будет и нагрев масла, что может потребовать оборудования дизельной модификации водомасляным или воздухомасляным радиатором.

Масло у дизелей и «стареет» быстрее — не только из-за более высокой температуры, но и потому, что отработавшие газы, проникшие в полость картера коленчатого вала, содержат относительно много кислорода и твердых частиц (сажи). Поэтому у конвертированных дизелей приходится чаще

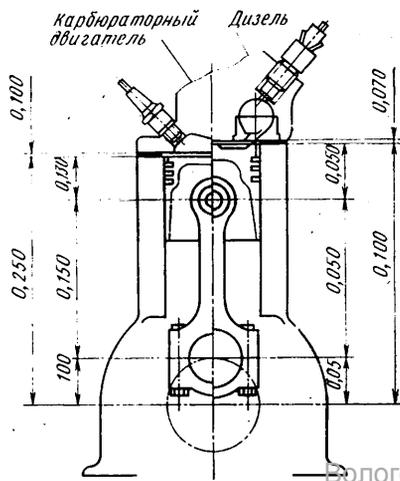


Рис. 2. Точности изготовления деталей (мм), влияющие на величину надпоршневого зазора (для двигателей с ходом поршня от 65 до 110 мм)

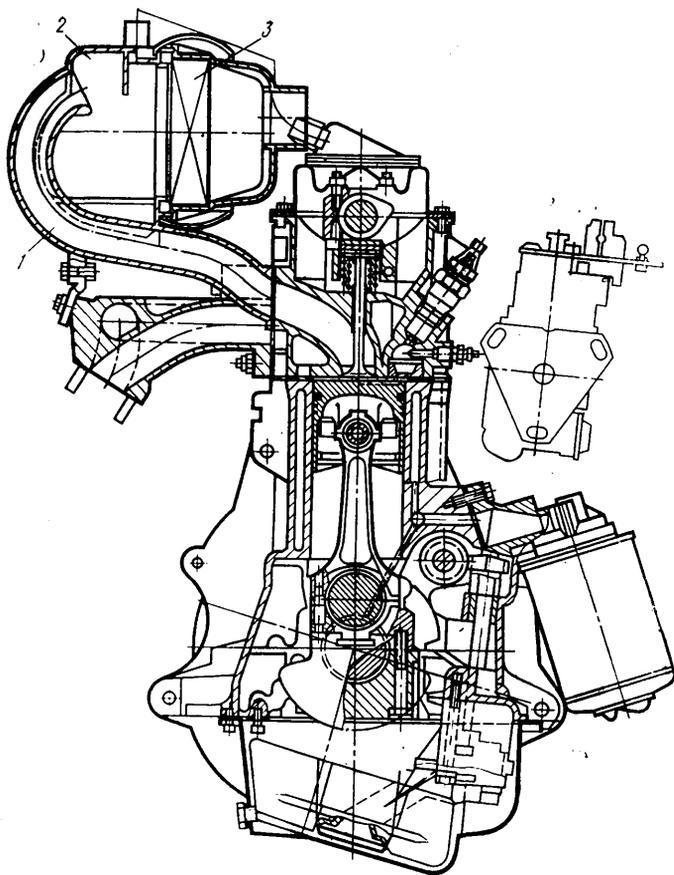


Рис. 4. Дизель с впускной трубой, создающей акустический наддув: 1 — впускной патрубок; 2 — резонанс; 3 — фильтрующий элемент

менять элементы масляных фильтров или увеличивать их размеры.

При конвертации появляются и многие другие проблемы. Например, из-за того, что у конвертированного дизеля более высокая степень сжатия и повышенные потери на трение, емкость аккумуляторной батареи и мощность электростартера должны быть примерно в 1,5 раза выше, чем у исходного карбюраторного двигателя. Переход на дизельный рабочий процесс сопровождается значительным увеличением шумности работы из-за большей жесткости сгорания, больших газовых давлений и шума, создаваемого топливным насосом и форсунками, поэтому моторный отсек автомобиля нуждается в дополнительной шумоизоляции. Но этот же переход уменьшает (на 10—15%) отдачу тепла в систему охлаждения, что может уменьшить эффективность действия включенного в систему отопителя пассажирского салона (у легковых автомобилей, оборудованных дизелями с двухполостными камерами сгорания, эффективность действия отопителя сохраняется на приемлемом уровне).

Далее, при конвертации (без изменения рабочего объема цилиндров и без применения наддува) мощность дизельного варианта оказывается меньше на 35—40%, а максимальный крутящий момент — на 25—35% (последний уменьшается из-за увеличения — почти вдвое — потерь на трение в поршневой группе и в силовом механизме и уменьшения — вследствие обеднения рабочего заряда — на 5—7% среднего индикаторного давления).

Заметим, что снижению максимальной мощности способствует и уменьшение (на 10—15%) частоты вращения коленчатого вала: у современных автомобильных дизелей с вихрекамерным смесеобразованием и диаметром цилиндров 76—78 мм  $n \leq 5000 \text{ мин}^{-1}$ , а при диаметрах цилиндров 80—95 мм  $n = 4000 \div 4500 \text{ мин}^{-1}$ . При возможном в будущем применении у дизелей легковых автомобилей однополостных камер сгорания с непосредственным впрыском топлива следует ожидать дальнейшего понижения (еще на 5—7%) номинальных частот вращения коленчатого вала. Следовательно, устранение отставания конвертированных дизелей от исход-

ного карбюраторного двигателя по величине литровой мощности за счет повышения частоты вращения коленчатого вала — дело бесперспективное. Значит нужен наддув, однако связанное с ним повышение газовых давлений усложняет, как упоминалось выше, проблему сохранения при переходе на дизельный рабочий процесс достаточной надежности поршневой группы, силового механизма и газового стыка. Кроме того, при наддуве может потребоваться масляное охлаждение поршней, осуществить которое без довольно значительных переделок конструкции двигателя затруднительно.

Из-за повышенных потерь на трение и относительно малых объемов активной части камеры сгорания малолитражные дизели с вихрекамерным или предкамерным смесеобразованием имеют относительно высокие, сравнимые с карбюраторными двигателями при  $\epsilon = 8 \div 8,5$ , удельные расходы топлива: 300—325 г/(кВт·ч) на режиме номинальной мощности и 252—266 г/(кВт·ч) на режиме минимальной мощности по скоростной характеристике. Поэтому эксплуатационные расходы топлива у легковых автомобилей при замене на них штатных карбюраторных двигателей конвертированными дизелями уменьшаются достаточно существенно (на 20—25%) только в городских условиях и при езде со скоростями, не превышающими 80 км/ч. Экономия топлива при езде в городских условиях достигается в значительной мере за счет меньшего расхода топлива на холостом ходу, при езде автомобиля накатом и при торможении двигателя. Что же касается динамических качеств, то здесь картина менее благоприятная: из-за уменьшения мощности и максимального крутящего момента максимальная скорость легкового автомобиля снижается на 13—15%, время его разгона с места до 100 км/ч возрастает на 50—70%. Улучшить динамические качества легковых автомобилей с дизелем, не ухудшая их топливной экономичности, можно путем замены четырехступенчатых коробок передач на пятиступенчатые. Если же перейти от двухполостных камер сгорания к однополостным, то эксплуатационный расход топлива станет еще на 15—20% меньше. Однако такой путь достаточно сложен: он требует решения ряда экологических проблем (снижения дымности, токсичности, запаха отработавших газов и общей шумности) применительно к характерному для двигателей легковых автомобилей диапазону изменения скоростных и нагрузочных режимов работы.

Как видно из всего сказанного, конвертация карбюраторных двигателей в дизели связана с большим числом проблем, решить которые, например, для двигателей грузовых автомобилей удавалось или при значительном его деформировании по мощности, или при таких изменениях конструкции, которые резко, до экономически нецелесообразного уровня, снижают степень его унификации с исходным двигателем.

Конвертация в дизели двигателей легковых автомобилей оказывается более успешной — особенно двигателей, имеющих цилиндры рабочим объемом каждого не более 500 см<sup>3</sup>. Здесь удается сохранить неизменными относительно большое число деталей и узлов. В том числе и потому, что от дизелей автомобилей (особенно малой размерности) не требуется такой долговечности, как от дизелей грузовых автомобилей. По этим причинам при создании универсальных двигателей, конструкция которых разрабатывается одновременно в дизельном и карбюраторном вариантах, наибольший успех был достигнут именно для легковых автомобилей. Однако максимальный рабочий объем цилиндра, при котором еще обеспечиваются удовлетворительные результаты для двигателей западноевропейских и японских фирм, оказался равным 600 см<sup>3</sup>, т. е. несколько больше, чем у конвертированных дизелей.

Фирме Олдсмобил (США) удалось создать конвертированный дизель на базе восьмцилиндрового V-образного карбюраторного двигателя, каждый цилиндр которого имеет рабочий объем 700 см<sup>3</sup>. Однако она вынуждена была пойти на значительное (30%) деформирование дизеля, учтя, что он будет успешно конкурировать с малоэкономичными карбюраторными двигателями американских автомобилей.

В целом зарубежный опыт свидетельствует о том, что при увеличении масштабов выпуска даже наиболее удачных конвертированных двигателей их конструкция начинает постепенно отходить от конструкции исходного карбюраторного двигателя, превращая конвертированные дизели в самостоятельные объекты производства. Новые модели дизелей, создаваемые на базе конвертированного дизеля, но отличающиеся от него числом цилиндров, сразу становятся самостоятельными объектами производства.

# Топливная аппаратура бензоводородного двигателя

В. М. КУЗНЕЦОВ, канд. техн. наук Е. В. ШАТРОВ, А. Ю. РАМЕНСКИЙ, Н. И. ГОЛУБЧЕНКО  
НАМИ

**В** ПОСЛЕДНИЕ годы одной из основных проблем в области автомобилестроения является проблема снижения расхода топлива, что вызвано, в первую очередь, необходимостью экономить нефть, запасы которой непрерывно уменьшаются. Это обстоятельство вновь привело исследователей к поискам новых видов топлив, способных при минимальных затратах и конструктивных изменениях систем и узлов двигателей заменить бензин и дизельное топливо. В качестве таких топлив все шире используют природный газ.

Проходят эксплуатационную проверку автомобили, работающие на метаноле бензине М5 и М15 и чистом метаноле М100 (М5, М15 и М100 — смеси бензина с метанолом с содержанием последнего соответственно 5, 15 и 100%); испытывают автомобили, на которых в качестве топлива используют смеси бензина с водородом различных композиций.

Перевод автомобилей на указанные виды топлив связан с разработкой и доводкой топливной аппаратуры, обеспечивающей автомобильной технике оптимальные технико-экономические показатели. Так, конвертирование серийных двигателей для работы на метаноле бензине М15 потребовало изменения регулировок карбюратора и введения дополнительных трубопроводов в топливную магистраль, а газообразное топливо стало возможным использовать только после создания специализированной топливной аппаратуры, принципиально отличающейся от серийной бензиновой системы питания.

Таким образом, новые виды топлива, отличающиеся от бензина своими физико-химическими свойствами, если и не требуют серьезных конструктивных изменений двигателя, то связаны с разработкой новой или реконструированной существующей системы питания.

Объем конструкторских и доводочных работ по созданию топливной аппаратуры для нового топлива определяется степенью отличия нового топлива от используемого ранее. Дополнительные сложности возникают в случае использования композиций из двух или более топлив с различными физическими и химическими свойствами, смешение которых осуществляется непосредственно в карбюраторе, а не заранее. К таким топливным композициям можно отнести смеси бензина и водорода. Поэтому основной объем работ по созданию автомобилей, использующих водородное топливо, приходится на создание конструкции, количественную регулировку, дозирование и приготовление горючей смеси, обеспечивающие на всех режимах работы двигателя оптимальные расход топлива, экологические и мощностные показатели.

На первых стадиях создания автомобилей, работающих на водородном топливе, питание двигателей осуществля-

лось бензином с постоянной добавкой 5 или 10% водорода на всех скоростных и нагрузочных режимах. Применяли относительно простую по конструкции топливную аппаратуру — серийный карбюратор, в диффузор которого при атмосферном давлении из двухступенчатого газового редуктора подводился водород. При такой конструкции отношение расхода водорода к расходу воздуха, а следовательно, и к расходу бензина на всех режимах работы двигателя сохраняется почти постоянным и определяется первоначальной настройкой. Но, как показал опыт, в данном случае имеют место неоправданно большой расход водорода, снижение мощности двигателя на больших нагрузках и ухудшение экономичности на малых нагрузках.

Таким образом, этот способ питания и созданная для его реализации топливная аппаратура не решали полностью вопросов получения оптимальных данных по расходу топлива (бензина и водорода), токсичности отработавших газов, мощности двигателя и динамики автомобиля, особенно при работе автомобиля в городских условиях. Кроме того, питание двигателя автомобиля бензином с постоянной по величине добавкой водорода не позволяет сочетать преимущества автомобиля, работающего на водородном топливе, и автомобиля, работающего на чистом бензине. Стало ясно, что реализовать потенциальные достоинства бензоводородного двигателя можно лишь путем разработки специальной топливной аппаратуры, в основу создания которой должен быть положен экспериментальный материал, полученный при работе двигателя во всем возможном диапазоне скоростных и нагрузочных режимов — от холостого хода до максимальных. Об опыте создания промышленного образца аппаратуры, обеспечивающей оптимальные расходы топлива при минимальных значениях токсичности отработавших газов и максимальных динамических качествах автомобиля для городских условий, и пойдет речь ниже.

При разработке топливной аппаратуры исходили из того, что она, во-первых, должна обеспечивать работу двигателя как на бензино-водородных смесях, так и на чистом бензине, причем с оптимальными показателями; во-вторых, в ее конструкции в максимальной степени и по возможности без изменений должны быть использованы серийно выпускаемые узлы и детали систем питания карбюраторных и газобаллонных двигателей.

Для создания будущего бензоводородного карбюратора необходимо было получить ряд данных, позволяющих определить оптимальный суммарный коэффициент избытка воздуха и правильно выбрать оптимальное соотношение водорода и бензина в бензоводородной

смеси — такое, при котором получается наилучшая экономичность и наименьший выброс токсичных веществ.

Делали это на моторном стенде. Четырехцилиндровый двигатель с рабочим объемом 2420 см<sup>3</sup> и степенью сжатия 8,2 был оборудован двухкамерным карбюратором с последовательным открытием дроссельных заслонок. Подачу водорода осуществляли в первую смешительную камеру, дозировали ее при помощи вентилей на выходе из двухступенчатого редуктора, который обеспечивает снижение давления водорода до 0,1 МПа. Подачу бензина регулировали при помощи игл, перекрывающих проходные сечения главных топливных жиклеров. На нем были сняты регулировочные характеристики по составу смеси при частоте вращения коленчатого вала 1000, 2000 и 3000 мин<sup>-1</sup>, постоянных величинах открытия дроссельных заслонок и подаче водорода. Подача же бензина была переменной. Примером таких характеристик могут служить показанные на рис. 1. Они получены при работе двигателя на чистом бензине (сплошные линии), на бензине с добавкой водорода в количестве 0,252 (штриховые линии) и 0,504 кг/ч (пунктирные линии).

Из рис. 1 видно, что с увеличением доли водорода в смеси пределы ее эффективного обеднения увеличиваются, и чем больше доля водорода в смеси, тем дальше отодвигается этот предел в сторону обеднения. Так, если для чистого бензина на данном режиме  $\alpha_0 = 1,15$ , то при добавке водорода, равной 0,25 кг/ч,  $\alpha_0$  увеличивается до 1,6. Одновременно с увеличением суммарного коэффициента избытка воздуха  $\alpha_2$  улучшается экономичность двигателя (расчет  $\eta_e$ ), но его мощность из-за снижения теплотворной способности заряда уменьшается, что, как известно, отрицательно сказывается на динамических качествах автомобиля, особенно при малых и средних нагрузках.

Выброс CO и NO<sub>x</sub> при увеличении доли водорода в смеси уменьшается, а выброс СН — сначала уменьшается, а затем увеличивается, и чем меньше добавка водорода, тем при меньших  $\alpha_2$  это увеличение обнаруживается.

По нескольким графикам, аналогичным рис. 1, была определена минимальная добавка водорода и соответственно  $\alpha_2$ , при которых обеспечивается наилучшая экономичность двигателя ( $\eta_e$ ) и наименьший выброс всех нормируемых токсичных компонентов отработавших газов двигателя. (На рис. 1 этому условию удовлетворяют точки  $\alpha$ , соответствующие  $\alpha_2 = 1,4$ ;  $r = 15\%$ ). По четырем — пяти таким характеристикам для каждого скоростного режима были построены «оптимальные» нагрузочные характеристики работы двигателя на бензино-водородных смесях. Одна из них (рис. 2) — для частоты вращения

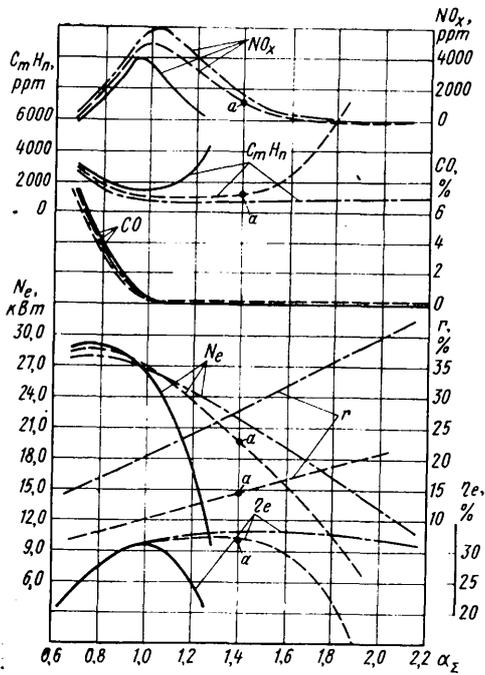


Рис. 1. Регулировочные характеристики по составу смеси при  $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$  и оптимальном  $\theta$  п.к.в

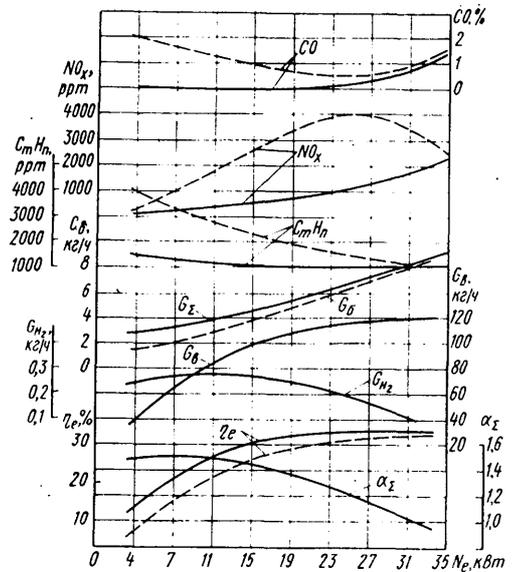


Рис. 2. Оптимальная нагрузочная характеристика при  $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ , работе двигателя на бензине (штриховые линии) и на смеси бензина с водородом (сплошные линии)

коленчатого вала двигателя  $2000 \text{ мин}^{-1}$  — стала исходной для разработки комбинированной системы питания.

Полученные закономерности позволили, таким образом, определить условия оптимизации процесса сгорания при минимальном расходе водорода, а затем разработать дополнительные требования к комбинированной системе питания двигателя. Согласно этим требованиям для корректировки результатов, получаемых при испытании автомобиля на стенде с беговыми барабанами и в городских условиях, в конструкцию привода дроссельных заслонок карбюратора и смесителя были внесены дополнительные изменения, позволяющие менять в необходимых пределах исходную настройку системы питания.

В основу системы (рис. 3), как уже упоминалось, был положен серийный двухкамерный карбюратор 5 с последовательным открытием дроссельных заслонок, обеспечивающий нормальную работу двигателя на бензино-водородной смеси. Для обеспечения работы двигателя на бензино-водородных смесях карбюратор был дополнен третьим диффузором 7 с дроссельной заслонкой 6 газового смесителя, обеспечивающим поступление в двигатель водородо-воздушной смеси от двухступенчатого диафрагменно-рычажного редуктора. Давление водорода на входе в смесительную камеру третьего диффузора  $0,1 \text{ МПа}$ .

Дроссельные заслонки первичной камеры карбюратора и смесителя (4 и 6 соответственно) кинематически связаны кулисным механизмом 15 (рис. 3, б) с односторонне упругим звеном, обеспечивающим в процессе открытия дроссельной заслонки 4 карбюратора поступательно-возвратный поворот дроссельной заслонки 6 смесителя и поступление в двигатель на всех режимах его работы заданное соотношение воздуха, бензина и водорода.

При проверке разработанной системы питания было установлено, что для сохранения динамики начального разгона автомобиля механизм должен обеспечивать включение подачи бензина в

первой же фазе разгона. В результате определилась последовательность открытия дроссельных заслонок карбюратора и смесителя, предусматривающая питание двигателя на режиме холостого хода только водородо-воздушной смесью с последующим переходом на нагрузочный режим при одновременном открытии дроссельных заслонок карбюратора и смесителя. В дальнейшем с увеличением нагрузки открытию дроссельной заслонки 4 карбюратора сопутствует закрытие дроссельной заслонки 6 смесителя и постепенный переход на питание двигателя только бензино-воздушной смесью, что обеспечивает получение заданных его мощностных показателей. (С момента закрытия дроссельной заслонки третьего диффузора дальнейшее открытие дроссельной заслонки карбюратора становится возможным за счет растяжения упругого звена кулисного механизма).

При движении по городу двигатель значительную часть времени работает на принудительном холостом ходу. Поэтому в целях сокращения расхода водорода на режимах принудительного холостого хода новая система питания

оборудована специальным устройством, позволяющим полностью отключать подачу водорода при работе двигателя на этом режиме. Устройство состоит из электромагнитного клапана 9, который служит для перекрытия магистрали подачи водорода на участке от редуктора к смесителю, и системы управления клапаном, включающей электронный блок 12 и контакты 11, 13 и 14. Кроме того, устройство выполняет и функцию механизма, отключающего подачу водорода в двигатель на режимах максимальных нагрузок, обеспечивая, таким образом, работу двигателя на чистом бензине. Делается это следующим образом.

На режиме принудительного холостого хода дроссельная заслонка 4 первичной камеры карбюратора закрыта, контакты 14 замкнуты, и на вход электронного блока 12 поступают импульсы от прерывателя-распределителя. Однако характеристика (рис. 3, в) блока выбрана такой, что в случае, когда частота вращения коленчатого вала равна или больше  $1600 \text{ мин}^{-1}$ , напряжение на его выходе  $U_{\text{вых}}$  падает до нуля, поэтому электромагнитный клапан 9 обесточивается и перекрывает водородную магистраль. Если же частота вращения коленчатого вала станет меньше  $1200 \text{ мин}^{-1}$ , выходное напряжение повышается до  $12 \text{ В}$ , электромагнитный

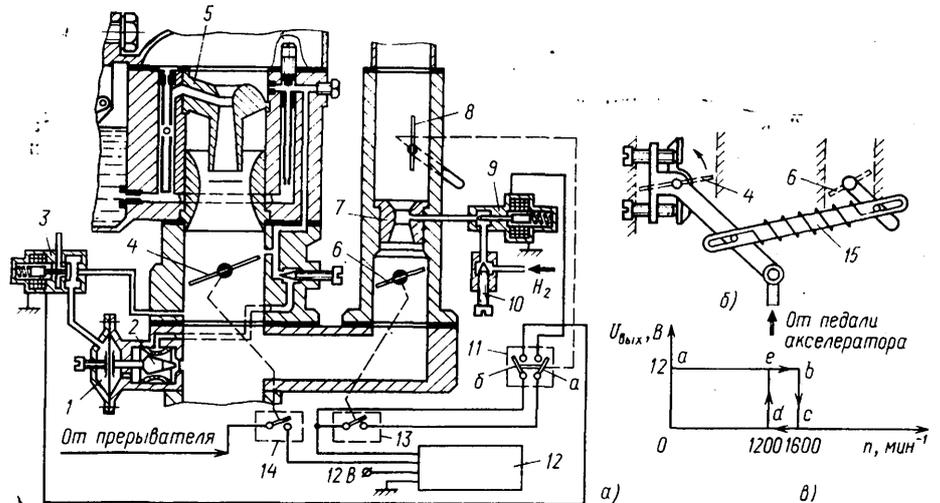


Рис. 3. Схема комбинированной системы питания двигателя бензино-водородным топливом

клапан 9 открывается, обеспечивая питание двигателя водородом. При разомкнутых контактах 14 датчика, т. е. когда дроссельная заслонка 4 открыта, импульсы от прерывателя-распределителя на вход электронного блока не поступают и на его выходе постоянно поддерживается напряжение 12 В, при котором клапан 9 находится в открытом состоянии. При максимальных нагрузках, когда двигатель должен работать на чистом бензине и дроссельная заслонка 6 смесителя полностью закрыта, замыкаются контакты 13 датчика. Клапан 9 закрывается, предотвращая истечение водорода в карбюратор.

В случае израсходования запаса водорода на борту автомобиля система переводится на питание двигателя бензино-воздушной смесью: водитель закрывает воздушную заслонку 8 газового смесителя. Поступление воздуха в двигатель через смеситель прекращается, контакты «а» датчика 11 замыкаются, электромагнитный клапан 9 обесточивается и перекрывает водородную магистраль. Одновременно замыкаются контакты «б» датчика 11, напряжение подводится к электромагнитному клапану 3, срабатывание которого приводит в действие автономную систему холостого хода карбюратора, обеспечивающую работу двигателя на бензино-воздушной смеси на холостом ходу при полностью закрытой дроссельной заслонке 4. При работе двигателя на режиме принудительного холостого хода указанное устройство управляется электронным блоком 12: при полностью закрытой дроссельной заслонке 4, когда

контакты 14 датчика замкнуты и частота вращения коленчатого вала свыше 1600 мин<sup>-1</sup>,  $U_{\text{вых}}$  падает до нуля, электромагнитный клапан 3 обесточивается, соединяя пневмокамеру 1 с атмосферой; запорный элемент 2 перемещается и перекрывает подачу бензино-воздушной эмульсии в двигатель. При снижении частоты вращения коленчатого вала ниже 1200 мин<sup>-1</sup>  $U_{\text{вых}}$  увеличивается до 12 В, электромагнитный клапан 3 открывается, обеспечивая дальнейшее питание двигателя бензино-воздушной эмульсией на холостом ходу.

Окончательные лабораторные доводочные работы комбинированной топливной аппаратуры проводились на двигателе микроавтобуса при выполнении на нем ездовых циклов (ОСТ 37.001.05—74), имитирующих движение в городских условиях на динамометрическом стенде с беговыми барабанами.

Первоначально корректировкой механизма открытия дроссельных заслонок газового смесителя и карбюратора при изменении нагрузки устанавливалось оптимальное соотношение водорода и бензина в смеси, обеспечивающее трогание автомобиля с места без рывков и «провалов», плавный, с достаточным ускорением режим разгона и минимальный выброс токсичных веществ на режимах принудительного холостого хода. Далее, не изменяя регулировку механизма открытия дроссельных заслонок смесителя и карбюратора, ездовые циклы повторяли при различных проходных сечениях в водородной магистрали, устанавливаемых при помощи

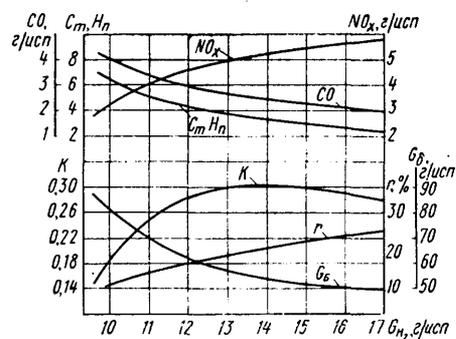


Рис. 4. Зависимость расхода бензина, коэффициента эффективности использования топлива и эмиссии токсичных веществ от расхода водорода за ездовой цикл

винта 10 (рис. 3). Это позволило менять средний расход водорода (а следовательно, и коэффициент эффективности использования топлива  $K$ ), расход бензина за ездовой цикл  $G_{\text{б}}$ , среднее значение концентрации водорода в топливе  $\gamma$ , а также выброс токсичных веществ с отработавшими газами. Характер изменения этих показателей в зависимости от среднего расхода водорода приведен на рис. 4 (поскольку ездовой цикл равен 1013 м, полученные данные легко пересчитываются на 100 км пути). По рисунку можно выбрать такой расход водорода, при котором энергия бензино-водородного топлива может быть использована наилучшим образом, а средний выброс токсичных веществ будет минимальным.

УДК 621.43:629.118.6-482

## Двухтактные двигатели внутреннего сгорания для спортивных мотоциклов

Ю. А. ПРОКОФЬЕВ  
ВНИИмотопром

**МОТОЦИКЛЫ** легкого и среднего классов с двухтактными двигателями рабочим объемом от 50 до 250 см<sup>3</sup> приобретают все большую популярность и это понятно: лучшие образцы двухтактных ДВС, особенно для спортивных мотоциклов, сейчас имеют очень высокие удельные показатели.

Например, двигатель для шоссейно-кольцевых гонок рабочим объемом 50 см<sup>3</sup> имеет удельную мощность 390 кВт/л, двухцилиндровый рабочим объемом 125 см<sup>3</sup> — 280 кВт/л и одноцилиндровый рабочим объемом 125 см<sup>3</sup> (для кросса) — 205 кВт/л. Это значительно превышает удельные показатели аналогичных четырехтактных двигателей.

Как известно, задачу повышения мощности любого двигателя можно решать двумя путями: повышением частоты вращения коленчатого вала или повышением среднего эффективного давления. Для двухтактных двигателей первый путь связан, кроме проблем прочности и надежности деталей, с проблемой организации рабочего процесса. Дело в том, что высокие скорости течения воздуха и горючей смеси, а также уменьшение времени-сечения выпускных и продувочных окон увеличивают потери, а компенсировать их за счет увеличения пропускной способности каналов довольно сложно. Улучшить наполнение цилиндров удается только за счет организации продувки. При этом недостаточно предусмотреть большие общие время — сечения в цилиндре, должен возни-

кать объемный поток с хорошим завихрением, что обеспечивает многоканальные системы продувки, в которых соответственно подобраны форма и размеры каналов.

Преимуществом двухтактного двигателя является то, что протеканию газов в нем почти ничто не препятствует и что у него вдвое больше, чем у четырехтактного число рабочих ходов. Однако двойного увеличения мощности, которого следовало бы ожидать, учитывая эти преимущества, не происходит, так как выпускные и продувочные окна уменьшают полезный ход поршня тоже примерно вдвое.

На процесс наполнения цилиндров большое влияние оказывают колебания воздуха и газов в системах впуска, выпуска и в самом цилиндре при работе двигателя. На высоких частотах вращения коленчатого вала (у современных двигателей они достигли 12—15 тыс. мин<sup>-1</sup>) эти колебания определяют характер всех процессов, происходящих в газовой среде. Поэтому настройка систем впуска и выпуска на определенную частоту колебаний путем подбора размеров элементов позволяет значительно повысить качество наполнения, а следовательно, и мощность двигателя. Такая настройка и стала основой, на которой базируются сейчас все работы по расширению рабочего диапазона работы двигателя, повышению его мощности и т. д.

Усилия в основном направлены на создание систем, улучшающих газораспределение. Как известно, в классиче-

Техническая характеристика двигателя	Двигатели мотоциклов для шоссейно-кольцевых гонок				Двигатели мотоциклов для кросса		
	Крайдлер-50 (Голландия, Крайдлер)	Компетитон-125 (Италия, Морбидели)	TZ-250 (Япония, Ямаха)	TZ-500 (Япония, Ямаха)	RM-125X (Япония, Судзуки)	JZ-125LC (Япония, Ямаха)	JZ-250H (Япония, Ямаха)
Рабочий объем, см <sup>3</sup>	50	125	250	500	125	125	250
Число цилиндров	1	2	2	4	1	1	1
Диаметр цилиндра, мм	40,0	44,0	56	56	54	56	70
Ход поршня, мм	39,7	41,0	50,7	50,7	54	50	64
Максимальная мощность, кВт	16,2	34,6	40,5	84	23,5	22,8	41
Максимальная частота вращения коленчатого вала, мин <sup>-1</sup>	16000	15000	11000	10500	10500		10500
Система выпуска	С дисковым золотником				Неполнопоточный лепестковый клапан	Полнопоточный лепестковый клапан и система EJ	
выпуска	Резонансная		Система PV		Резонансная	Система PV	
охлаждения			Жидкостная			Воздушная	
Число передач	6	6	6	6	6	6	5

ском двухтактном двигателе осуществляется поршнем, при этом фазы газораспределения симметричны и постоянны. Между тем диапазон этих фаз при высоких частотах вращения коленчатого вала желателен иметь более широким, чем на низких. Поэтому и были созданы устройства (системы), позволяющие полностью или частично отказаться от газораспределения поршнем на впуске и на выпуске. Одна из наиболее эффективных систем такого рода — система с лепестковым клапаном на впуске.

Лепестковый клапан может быть полнопоточным. Его устанавливают во впускном патрубке, и он полностью регулирует впуск. Широко применяется и неполнопоточный клапан, который устанавливается в дополнительном канале, направленном в кривошипную камеру. Клапанная система отличается простотой конструкции, способностью автоматически открывать и закрывать канал, предотвращать на малых и средних частотах вращения коленчатого вала обратный выброс топливно-воздушной смеси. Однако на высоких частотах вращения (более 8000 мин<sup>-1</sup>) жесткости пластин оказывается недостаточно для того, чтобы полностью закрывать клапан под воздействием скоростного напора горючей смеси, и его эффективность падает. К тому же клапан создает сопротивление на впуске, что несколько снижает максимальную мощность. Поэтому ведущие фирмы чаще всего устанавливают лепестковый клапан на кроссовые мотоциклы, где некоторое снижение мощности не имеет решающего значения и большую роль играет приспособляемость двигателя, т. е. работа на малых и средних частотах вращения коленчатого вала.

Вторая система газораспределения — дисковый золотник, устанавливаемый на впуске, применяется практически на всех двигателях, предназначенных для шоссейно-кольцевых гонок. У одноцилиндровых двигателей он располагается на коленчатом валу, и впуск смеси осуществляется в пространство под поршнем. У многоцилиндровых двигателей может быть по одному золотнику на каждый цилиндр, либо один золотник на все цилиндры. И в том и в другом случае сохраняются основные преимущества золотника: отсутствие сопротивления, несимметричность фазы впуска и очень точная ее установка. Все это позволяет получить максимальную

мощность в более широком, чем с поршневым газораспределением рабочем диапазоне, частот вращения коленчатого вала.

Интересна также система газораспределения типа PV, разработанная японской фирмой Ямаха и предназначенная для регулирования процесса выпуска. Она позволяет изменять высоту выпускного окна в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя. Управление осуществляется либо электронным блоком с электромотором, либо центробежным регулятором. Высокая максимальная мощность обеспечивается широкой фазой выпуска на высоких частотах вращения; на средних же и малых — фаза сужается за счет уменьшения высоты окна, чем обеспечивается большой крутящий момент на валу двигателя.

Фирма Ямаха разработала и еще одну систему — с резервуаром, связанным с выпускным патрубком, который сглаживает колебания потока на впуске (система EJ). Это обеспечивает более высокие средние давления на малых частотах вращения коленчатого вала и быстрое реагирование двигателя на изменение положения дроссельной заслонки.

Перечисленные устройства существенно влияют на работу двигателя на малых и средних частотах вращения коленчатого вала, чем на максимальных. Это не случайно. Сейчас первостепенное значение приобрели динамические качества мотоцикла и от двигателя требуется высокая мощность не только на максимальных частотах вращения коленчатого вала, но и в широком их диапазоне. Поэтому нет ни одной фирмы, которая выпускала бы двигатели для спортивных мотоциклов без хотя бы одного из перечисленных устройств (см. таблицу). Некоторые фирмы, например, та же Ямаха устанавливают на свои кроссовые мотоциклы рабочим объемом цилиндров 125 и 250 см<sup>3</sup> систему EJ и лепестковый клапан на впуске, а систему PV — на выпуске.

Большое внимание уделяется стабилизации теплового режима двухтактных двигателей для спортивных мотоциклов. Например, жидкостной системой охлаждения в настоящее время оборудуются все двигатели мотоциклов для шоссейно-кольцевых гонок и двигатели мотоциклов для кросса рабочим объемом цилиндров 125 см<sup>3</sup>.

## Развитие легковых автомобилей III группы малого класса

А. И. ВЕСЕЛОВ

Автозавод им. Ленинского комсомола

**К** ОНЕЦ 60-х и 70-е годы характерны повышением максимальных скоростей, динамики, комфортабельности легковых автомобилей и особенно — безопасности их конструкции.

Среди мер, направленных на повышение безопасности, прежде всего следует отметить совершенствование конструкции корпуса кузова, его передней и задней части, дверей, целенаправленную разработку интерьера (в частности, панелей приборов и сидений), создание энергопоглощающих рулевых колонок, подголовников, специальных конструкций бамперов. Были разработаны воздушные мешки и пассивные удерживающие системы, распространение получили нейтрализаторы и дожигатели системы выхлопа, системы управления двигателями и изменения их элементов, направленные на снижение токсичности отработавших газов и т. д. Эти и другие изменения, позволившие снизить число ДТП, явились результатом увеличения объемов исследований и опытно-конструкторских работ, но привели к усложнению и удорожанию конструкции, повышению продажной цены легковых, в том числе массовых, автомобилей, некоторому повышению материалоемкости и расхода топлива, что особенно ярко проявилось на американских моделях.

Однако уже в конце 70-х и начале 80-х годов начали действовать новые факторы, которые, видимо, окажут долговременное и сильное влияние на конструкцию, параметры и типаж легковых автомобилей в предстоящие десятилетия. Это — ограниченность (следовательно, необходимость экономии) топливных и сырьевых ресурсов, повышение их стоимости, а также все более пристальное внимание к вопросам защиты окружающей среды. Непосредственным следствием действия названных факторов стала резко возросшая популярность экономичных автомобилей небольшого размера. В результате, даже в Европе и Японии, где основную массу выпускаемых легковых автомобилей составляли модели особо малого, малого и среднего классов, наметилась явная тенденция «вниз» в отношении их массы и размеров. Особенно заметно начал расширяться выпуск моделей особо малого и I группы малого классов. В то же время наметилась и другая тенденция — создание и расширение выпуска автомобилей, которые НАМИ выделяет сейчас в новую в типаже выпускаемых моделей III группу малого класса.

Впервые потребность в таких автомобилях особенно заметно проявилась в 1973—1974 гг. Тогда при общем спаде производства возрос выпуск автомобилей с двигателями рабочим объемом 1500—2000 см<sup>3</sup>. Примером могут служить выпускаемые в то время в ФРГ автомобили Форд Таунус и Опель Аскона. Это — «семейные» пятиместные модели шириной 1680—1700 мм с достаточно объемным багажником, способные буксировать прицеп (дачу) массой до 1000 кг, т. е. по существу многоцелевые легковые автомобили, рассчитанные на применение как в городе, так и в дальних поездках и полностью удовлетворяющие потребности семьи с числом детей до трех.

За моделями Форд Таунус и Опель Аскона вскоре последовала французская модель Симка 1307/1308 (успех модели был связан с применением переднеприводной компоновки, а также кузова типа «Хатчбек»), а затем — и автомобили фирм, выпускавших модели среднего класса, а также I и II групп малого класса. Затем французский концерн Рено срочно выпустил модель Р18; немецкая фирма Ауди вслед за моделями Ауди 100 (средний класс) разработала увеличенную модель Ауди 80 (рис. 1); концерн Фольксваген, выпускавший модель Пассат (II группа малого класса), пошел на увеличение ее размеров при выпуске новой модели (1980 г.). Фирма Опель создала переднеприводную модель автомобиля Аскона, готовится к выпуску новая модель Ситроен. Параметры наиболее характерных моделей III группы малого класса перечисленных фирм приведены в таблице.

В 1979 г. было выпущено уже более 2 млн. автомобилей III группы малого класса, т. е. на 32% больше, чем в 1978 г. При этом выпуск таких моделей, как Форд Таунус, Рено 18, Опель Аскона, Тальбо (Симка), составил соответственно 457,9; 366,8; 284,7; 183,4 тыс. шт.

Интересно отметить, что с выпуском новых моделей III группы малого класса Рено 18 и Ауди 80 продажа Рено 20 и Ауди 100 среднего класса, выпуск которых продолжался, уменьшилась. По-видимому, в условиях постоянного повышения цен на топливо автомобили III группы малого класса станут верхним пределом массовых моделей легковых автомобилей, в то время как автомобили среднего класса в Европе приобретут представительский или спортивный характер.

С целью расширения круга покупателей и более полного удовлетворения их запросов на каждой модели III группы малого класса применяется целая гамма двигателей: рабочим объемом 1300 (1400)—1600—2000 см<sup>3</sup>, в том числе для ряда моделей — дизели, а также широкая номенклатура как стандартного, так и заказного оборудования.

Масса снаряженного автомобиля III группы малого класса составляет 950—1150 кг; ширина кузова 1650—1700 мм (наиболее характерна — 1680—1700 мм), что при цилиндрических стеклах боковых дверей позволяет обеспечить внутреннюю ширину салона на высоте локтей и плеч 1380—1400 мм. В этой категории выпускаются как заднеприводные, так и переднеприводные модели.

Отработанная десятилетиями компоновка и конструкция агрегатов заднеприводных автомобилей, достаточная долговечность, неприхотливость к условиям эксплуатации, простота регулировок и ремонта, широкая сеть станций обслуживания в Европе, меньшая цена по сравнению с переднеприводными моделями обуславливают их достаточно широкое распространение (выпуск в 1979 г. составил более половины общего выпуска автомобилей III группы малого класса). Вместе с тем значительная величина неподрессоренной массы заднего ведущего моста снижает уровень их комфортабельности при движении по автострадам с покрытием невысокого качества (они уступают переднеприводным моделям в длине и удобстве пассажирского помещения). Примером дорогой заднеприводной модели III группы малого класса может служить модель Альфа Ромео Альфетта (правда, у нее несколько меньше габаритная ширина кузова), имеющая спортивный характер (мощный форсированный двигатель, отличные динамические и скоростные качества, повышенную комфортабельность, обеспечиваемую задней подвеской типа де Дион). С целью обеспечения приемлемого расхода топлива и снижения уровня шума при движении на высоких скоростях на ней приме-

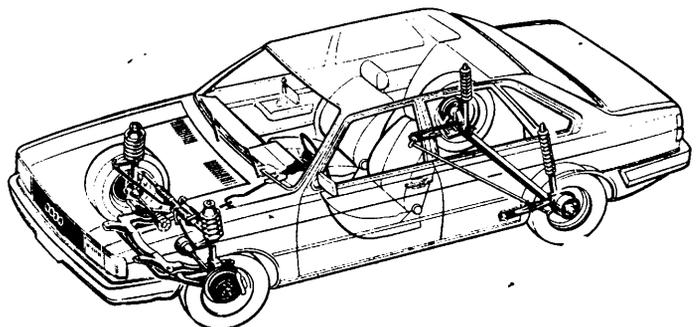


Рис. 1. Сочетание компоновки наиболее легких подвесок типа Макферсон (спереди) и зависимой с П-образной поперечной и пятой Парара (сзади) на модели Ауди 80

Характеристика	Форд Таунус	Фиат 131	Мазда 626	Табьбо 1510 Селера	Рено 18	Ауди 80	VW Пассат	Опель Аскона	Альфа Ромео Альфетта	Лянчия Бета
Рабочие объемы применяемых двигателей	1,3-1,6-2-2 V 6-2,3	1,4-1,6-2 (Д)-2,5 (Д)	1,6-1,8-2	1,3-1,44-1,6	1,4-1,56 (Т)-1,65-2,1 (Д)	1,3-1,6-1,6 (Д)	1,3-1,6-1,9-1,6 (Д)	1,3-1,6-1,6 (Д)	1,6-1,8-2-2 (ДТ)	1,6-2
Параметры Рабочий объем наиболее характерных двигателей	1,6 (Б)	2,0 (Д)	1,6 (Б)	1,6 (Б)	1,65 (Б) 2,1 (Д)	1,6 (Д)	1,6 (Б)	1,6 (Б) 1,6 (Д)	1,6 (Б) 2,0 (ДТ)	1,6 (Б)
Тип привода	Задний	Задний	Задний	Передний	Передний	Передний	Передний	Передний	Задний	Передний
Расположение двигателя	Вдоль	Вдоль	Вдоль	Поперек	Вдоль	Вдоль	Вдоль	Поперек	Вдоль	Поперек
Двигатель: мощность, кВт, при л, мин-1	51,5 (66,3) 5300 (5700)	62,5 5600	55,2 5500	64,8 5400	58,2 5500 49,4 4500	55,2 (62,5) 5600 39,7 4800	55,2 5600 39,7 4800	75,2(66,3) 5800 39,7 4600	79,5 5600 60,4 4300	73,6 5800
Крутящий момент, Н·м, при л, мин-1	125 (123) 2700 (4000)	127 3000	122 3800	137 3000	125 3000 129 2250	121 (127) 100 2000 3200	121 100 3200 2000	81,23 (126) 96 3000-4200 2400	145 165 4300 2300	137 3000
степень сжатия	8,2 (9,2)	9,1	8,6	9,35	9,3 21,5	8,2 23	8,2 23	8,2 (9,2) 23	9,0 22	9,4
топливо (октановое число, ROZ)	91 (98)	98	91	98	98	91	91	91 (98)	98	98
Число передач трансмиссии/по заказу	4	5	4/5	4/5	4/5	4/4+E	4/4+E	4	5	5
Размер колес и шин:	165-13", 4,5J	155-13"	165-13"	165-13"	155-13", 5J	155-13", 5J 165-13"	165-13", 5J	155-13", 165-13"	165-14", 5,5J	175/70-14"
стандартный по заказу	185/70-13", 5,5J	4,5J 175/70-13" 5J	5J 185/70-13"	5J	185/60HR-14"	185/60HR-14"	195/60HR-14" 5,5J	195/60-14"	185/70-14"	5,5J
Тип кузова	седан	седан	седан	«хэтчбек» (седан)	седан	седан	«хэтчбек»	«хэтчбек» (седан)	седан	«фастбек»
База, мм	2580	2490	2510	2605	2440	2540	2550	2574	2510	2540
Колея спереди/сзади, мм	1445/1425	1375/1320	1370/1380	1425/1400	1415/1355	1400/1420	1400/1410	1406/1406	1360/1360	1405/1390
Рабочая длина, мм	4340	4265	4355	4320	4370	4385	4435	4264 (с-4366)	4280	4290
Ширина, мм	1700	1650	1660	1680	1680	1680	1685	1668	1620	1705
Площадь горизонтальной проекции, м²	7,38	7,04	7,23	7,26	7,34	7,37	7,47	7,1 (с-7,23)	6,93	7,13
Автомобиль: масса снаряженного автомобиля, кг	990-1000	1045	995-1045	1090-1130 1080-1130	970 1050	930-950 960-980	955	1005 (с-980) н. д.	1040	1145
Удельная масса, кг/м³	134-135,5	148	137,6-144,5	150-156 146-153	132 143	126-129 130-133	128	141,5 (с-135) н. д.	150	157



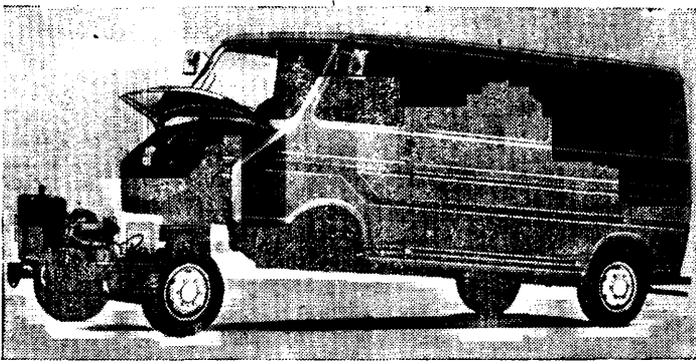


Рис. 2. Переднеприводный городской фургон вагонного типа фирмы Ситроен с продольным силовым агрегатом

теля высота капота (передней части автомобиля) также может быть уменьшена.

Продольное расположение силового агрегата обеспечивает лучшую доступность при его обслуживании, меньшую трудоемкость замены (ремонта) отдельных узлов, поскольку для этого не нужно снимать с автомобиля весь агрегат (с отсоединением шлангов системы охлаждения, приводов и т. п.). Обеспечивает оно и меньшие углы в шарнирах равных угловых скоростей, что способствует повышению срока их службы и уменьшает радиус поворота. Колебания силового агрегата при его работе и приводах управления (в том числе коробкой передач и сцеплением), а также системы выпуска происходят вокруг общей продольной оси, что способствует четкости переключения передач, долговечности деталей системы выпуска и ее подвески.

Важным для автомобилей III группы малого класса достоинством продольной установки силового агрегата является также возможность применения различных двигателей на одном автомобиле — карбюраторного и с впрыском топлива, дизеля, четырех- и пятицилиндрового (см. таблицу). В последнем случае (модели Ауди и Пассат) радиатор устанавливается рядом с двигателем.

Следует отметить еще две сферы применения переднеприводных продольных силовых агрегатов автомобилей этой группы. Во-первых, поскольку такие двигатели имеют рабочий объем 1600—2000 см<sup>3</sup>, сравнительно большие мощность и крутящий момент, то их применяют в городских переднеприводных развозных фургонах вагонного типа грузоподъемностью 0,8—1 т (например, выпускаемых фирмами Фиат, Ситроен, рис. 2, Рено), которые в этом случае отличаются низкой погрузочной высотой и большой емкостью грузового помещения. Во-вторых, на базе продольного переднеприводного агрегата легко создать полноприводную модель или модификацию легкового автомобиля: переднеприводный агрегат автомобиля Пассат взят за базу для внедорожника Илтис концерна Фольксваген; на основе агрегатов Ауди 100 выпущена полноприводная модель Ауди Куаттро (рис. 3); японская фирма Субару выпускает и широко экспортирует в США полноприводную модель 4ФВД с кузовом типа универсал и продольным оппозитным четырехцилиндровым двигателем рабочим объемом 1600 см<sup>3</sup>.

В автомобилях II группы малого класса находят отражение все общие тенденции развития легкового автомобилестроения. Но существует ряд факторов, присущих именно этой категории рынка, которые заставляют производителей идти на применение новых, подчас относительно «дорогих» технических решений. Так, для расширения круга покупателей фирмы выпускают ряд модификаций — относительно дешевых, экономичных, динамичных, насыщенных дополнительным оборудованием. Более высокая цена этой группы автомобилей; по

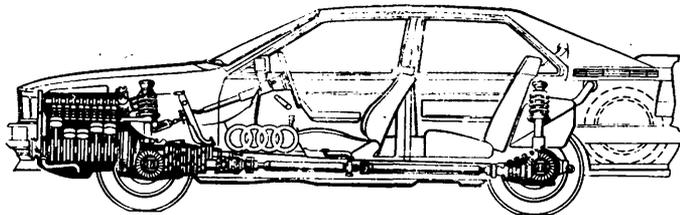


Рис. 3. Полноприводный легковой автомобиль Ауди Куаттро с продольным силовым агрегатом и пятицилиндровым двигателем

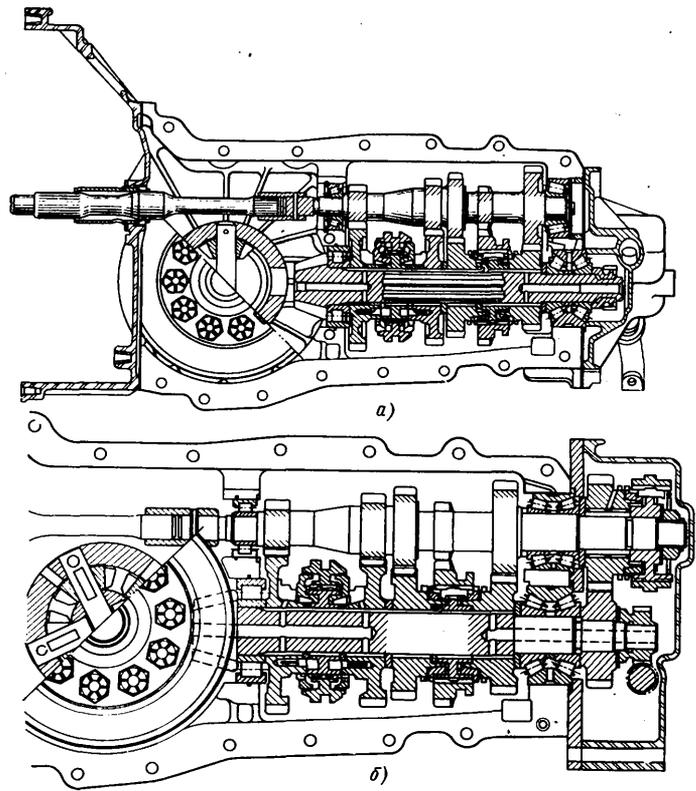


Рис. 4. Типичная компоновка трансмиссии продольного силового агрегата (Рено 18) четырехступенчатой (а) и пятиступенчатой (б) модификаций

сравнению с ценой моделей особо малого, I и II группы малого классов, такую возможность дает. Дают ее и величина диаметра (~80 мм) и рабочего объема (400 см<sup>3</sup> и выше) цилиндра, позволяя применять впрыск топлива, турбонаддув и другие подобные системы.

Важным фактором, влияющим на расход топлива, особенно при движении в городе, является масса автомобиля. Благодаря многолетнему совершенствованию компоновки и конструкции лучшие переднеприводные модели III группы малого класса имеют как абсолютную, так и удельную массу снаряженного автомобиля на уровне и даже ниже, чем у самых легких заднеприводных моделей. Такого результата, например, на моделях Ауди, Пассат, Рено 18 удалось достичь за счет максимального смещения пассажирского помещения к оси передних колес, отказа от балки передней подвески, специального съемного подрамника, ранее применявшегося на переднеприводных моделях с поперечными двигателями для облегчения демонтажа силового агрегата. На автомобиле Ауди 80 применено оптимальное, с точки зрения снижения массы, сочетание передней подвески типа Макферсон с зависимой задней подвеской наиболее легкого типа (см. рис. 1).

Чтобы снизить расходы топлива на высоких скоростях движения (90—120 км/ч и выше), почти на всех новых моделях III группы малого класса применяют — по заказу или в качестве стандартного оборудования — пятиступенчатые коробки передач (рис. 4).

Спротивление воздуха составляет существенную долю общего сопротивления движению автомобиля. Снизить его до  $c_x < 0,4$  на большинстве массовых легковых автомобилях особо малого класса, I и II групп малого класса, которые имеют поперечное расположение силового агрегата, кузов типа «хэтчбек» и ограниченную длину, чрезвычайно трудно. Что же касается моделей III группы малого класса, особенно с продольными силовыми агрегатами, допускающими также значительную стреловидность передней части кузова в плане и имеющими большую длину кузова, то на них можно получить  $c_x < 0,4$ , а значит добиться и дополнительного снижения расхода топлива, особенно на контрольных скоростях (90 и 120 км/ч). Этим, по-видимому, объясняется тот факт, что фирма Тальбо (Симка) на моделях 1307—1308 с поперечным силовым агрегатом, габаритной длиной 4245 мм и обратным наклоном передней части (облицовки) кузова при последней модернизации (модель 1510) увеличила передний свес и габаритную длину до 4320 мм (кузов «хэтчбек»), стреловидность передней части в плане, применила положительный на-

Дополнительного снижения аэродинамического сопротивления потока достигнуть упорядочением потока встречного воздуха в подкапотном пространстве, под днищем кузова правильной установкой спойлеров. Достаточно малый угол наклона к горизонтали спадающей поверхности задней части кузова «хатбек», не ведущий к отрыву потока обтекающего воздуха от поверхности, также способствует этому.

Выпускаемые модели III группы малого класса рассчитаны на применение двух видов бензина — европейского «нормального» малозлированного с октановым числом 91 ROZ и бензина «Супер» с октановым числом порядка 98 ROZ. Двигатели моделей Опель, Форд, Фольксваген, рассчитанные на «нормальный» бензин, имеют степень сжатия 8,2—8,5, а модели Фиат, Рено, Тальбо, Альфа Ромео, Лянчия, рассчитанные на бензин «Супер», — 8,8—9,5. Учитывая, что в разных странах цена бензина «Супер» различна, фирмы считают, что кое-где эксплуатация на нем автомобиля может быть даже выгоднее и поэтому выпускают обе модификации двигателей. Одновременно ведутся интенсивные работы над созданием бензиновых двигателей с вихревым движением заряда со степенями сжатия 10—12 и более, рассчитанных на работу на обедненных смесях. Реализуется также дизелизация автомобилей III группы малого класса. Например, модификации автомобилей с дизелями выпущены фирмами Ауди, Фольксваген, Рено, Опель, Альфа Ромео. Фирмы Фольксваген и Опель выпускают конвертируемые дизели и карбюраторные двигатели, существенная часть основных деталей которых обрабатывается на одном и том же оборудовании. При этом сами детали могут по конструкции отличаться: например, блоки цилиндров — толщинами стенок, головки — камерами сгорания, поршни — конструкцией и диаметром пальца и т. д. На моделях Пассат, Ауди 80, Опель Аскона 1981 г. впервые применены бензиновая и дизельная модификации конвертируемого двигателя одного рабочего объема (1600 см<sup>3</sup>) при этом различие массы снаряженного автомобиля с бензиновым двигателем и с дизелем составляет всего 25—30 кг. Будучи более экономичной, в городе модификация автомобилей с дизелями вместе с тем существенно уступают бензиновым в динамике, максимальной скорости и, на отдельных режимах, — уровнем шума.

В отличие от фирм Ауди и Фольксваген, фирмы Рено, ФИАТ, Альфа Ромео применили новые дизели, фактически полностью отличающиеся от выпускаемых ими бензиновых, с существенно увеличенными рабочим объемом и массой. Сохраняя, несмотря на это, преимущество в экономичности, модификации автомобилей с такими дизелями имеют более близкие к модификациям с бензиновыми двигателями динамические и скоростные показатели.

В автомобилях III группы малого класса уже начинают применять турбонаддув (Альфа Ромео Альфетта, Рено 18 Турбо, Мицубиси Галант) с обеспечением существенного повышения крутящего момента в диапазоне нагрузочных режимов двигателя, при ограниченных рабочем объеме и массе собственного двигателя. В результате, при сохранении низкого расхода топлива значительно улучшается динамика модификации автомобиля с таким двигателем, снижается уровень шума. Хотя пока это — самая дорогая модификация двигателя, налицо тенденция расширения применения турбонаддува не только дизелей, но и бензиновых двигателей (Мицубиси Галант, Рено 18 Турбо).

Сейчас на легковых автомобилях применяются только форкамерные дизели, однако фирмы упорно работают над более экономичными дизелями второго поколения — с непосредственным впрыском топлива, обладающими также более высокой удельной мощностью. Правда, доводка дизелей такого типа (получивших широкое распространение на грузовых автомобилях) для легкового автомобиля пока является слож-

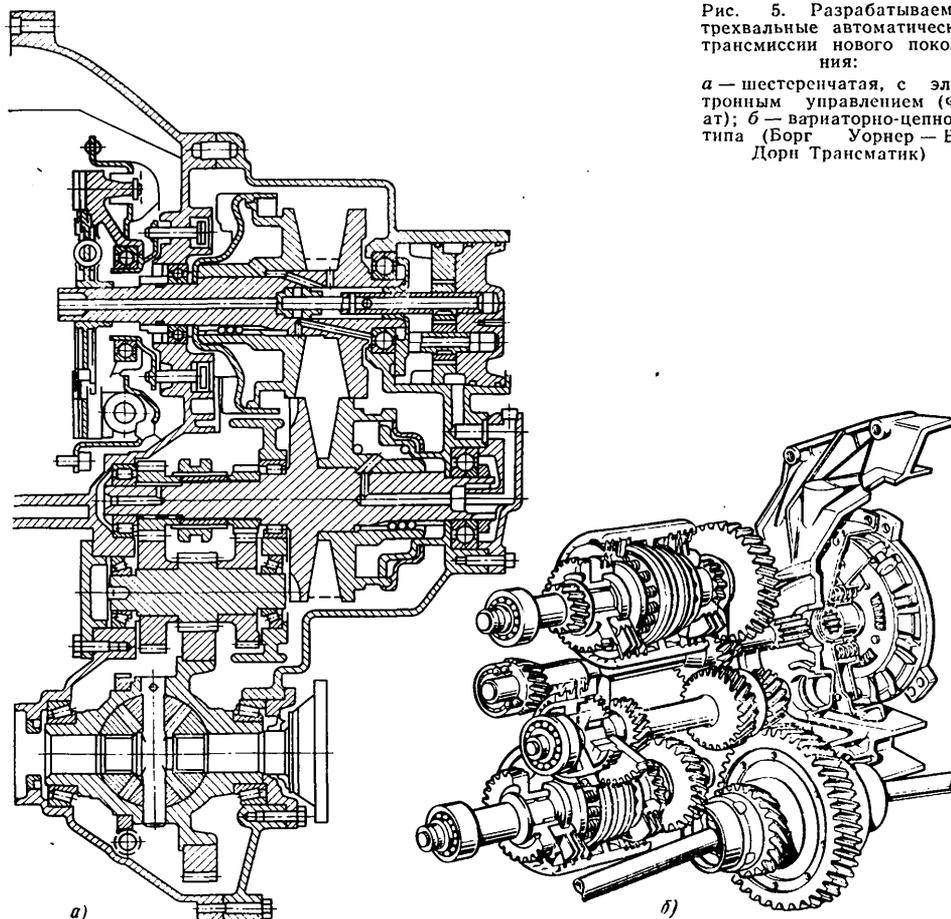


Рис. 5. Разрабатываемые трехвальные автоматические трансмиссии нового поколения:

а — шестеренчатая, с электронным управлением (Фиат); б — вариаторно-цепного типа (Борг Уорнер — Ван Дорн Трансматик)

ной проблемой (из-за их жесткой работы, еще более высоких дымности, уровня шума и токсичности).

На части выпуска ряда моделей (Опель Аскона, ФИАТ 131, Тальбо 1510, Лянчия Бета) автомобилями III группы малого класса устанавливаются автоматическую гидродинамическую трансмиссию, но традиционные конструкции таких трансмиссий, повышая удобство управления, снижают динамику автомобиля, его максимальную скорость, увеличивают расход топлива. Поэтому фирмы ФИАТ, ДАФ, Борг Уорнер разрабатывают принципиально новые механические бесступенчатые трансмиссии (рис. 5), обладающие КПД, соизмеримым с КПД обычных коробок передач. Они имеют меньшую осевую длину и лучше komponуются в поперечном силовом агрегате, и главное — могут иметь системы автоматического регулирования изменения передаточного числа по оптимальной, с точки зрения расхода топлива, программе.

Большое внимание уделяют уменьшению объема технического обслуживания легковых автомобилей III группы малого класса, увеличению пробегов между техническими обслуживаниями, повышению срока службы агрегатов, систем и автомобиля в целом. Этому способствует применение бесконтактных систем, особенно с электронным регулированием момента зажигания, несмазываемых и нерегулируемых в эксплуатации двухрядных шариковых подшипников ступиц колес (Лянчия Бета, Рено 18 Фуэго), гидравлических толкателей клапанов (на новых двигателях Опель рабочим объемом 1300 и 1600 см<sup>3</sup>) и т. п. Реализуется также целый комплекс мероприятий, направленных на повышение срока службы кузова: нанесение защитных, в том числе и лакокрасочных, покрытий методом катафореза, широкое применение стального листа типа цинхрометалл, электропроводящих уплотняющих мастик и клеев в сварочных швах, антифрикционных покрытий основания, брызговиков и др. Расширяется применение формованных пластмассовых панелей передней и задней частей кузова. (Тальбо 1510, Рено 18 Фуэго, Лянчия Бета), заменяющих стальные бамперы и брызговики.

В заключение отметим, что автомобили III группы малого класса являются своеобразным полигоном для оценки новых технических решений, лучшие и наиболее эффективные из которых, по мере снижения их стоимости, затем начинают применять и на моделях II и I групп малого класса. Что касается удельного их веса в мировом производстве легковых автомобилей, то он, видимо, будет в значительной степени определяться тем, в какой мере фирмам удастся и дальше обеспечивать расход топлива, соизмеримые с расходами на автомобилях II группы малого класса.

# Основные параметры, определяющие компоновочную схему городского автобуса

Д-р техн. наук В. В. ОСЕПЧУГОВ  
Московский автомобильно-дорожный институт

МЕЖДУНАРОДНЫЙ конгресс по общественному транспорту в 1977 г. в качестве основного городского автобуса для европейских стран рекомендовал автобус габаритной длиной 11+1 м (до 80% парка), создаваемые на его базе сочлененные автобусы длиной 17,5 и 18,5 м (до 10% парка), а также автобусы длиной 5 и 7 м (по 5% каждый). Объединение VÖV приняло на перспективу стандартный городской автобус длиной 11 м.

Перспективный автобус ЛиАЗ будет иметь длину 11,36 м, соответствующую диапазону 11+1 м. Поэтому поиски оптимальной компоновочной схемы ведутся применительно именно к автобусу длиной 11 м. Рассмотрим основные направления этих поисков.

Как известно, определяющим параметром городского автобуса является уровень пола — его стараются снизить. Такое стремление объясняется желанием уменьшить усилия, затрачиваемые пассажирами на преодоление ступенек, выполнить требования безопасности, сократить время на вход и выход. Высота пола связана с высотой и числом ступенек. Для городских транспортных средств высоту ступенек варьируют в пределах 150—250 мм при высоте подножки, равной 260—360 мм (тротуар возвышается над проезжей частью на 125—140 мм, поэтому для пассажира высота подножки составляет 120—235 мм).

Число ступенек у различных городских автобусов составляет 1—3. Следовательно, уровень пола может быть равным 410—1110 мм. Фактический же его уровень в проходе составляет 355—450 мм у современных английских двухэтажных автобусов, 860—890 мм — у автобусов с передним расположением двигателя, 800—950 мм — у автобусов с расположением двигателя под полом в пределах колесной базы и 540—740 мм — у автобусов с задним расположением двигателя и поднятым по заднему свесу полом.

В ФРГ и некоторых других странах в соответствии с требованиями VÖV в течение 18 лет строили городские автобусы габаритной длиной 10 м, высотой пола 725—740 мм от передней двери до задней стойки двери, расположенной перед ведущим мостом. Над задним свесом делали 8%-ный пандус, под которым размещали силовой агрегат. Высота подножки составляла 325—340 мм, над ней через каждые 200 мм располагали две ступеньки. Таким образом, при высоте тротуара, равной 125—140 мм, пассажир преодолевал три ступеньки равной высоты (рис. 1, а).

В перспективных требованиях VÖV-II, реализуемых с 1980 г., уровень пола принят равным 540 мм. Он складывается из высоты подножки, равной 340 мм, и высоты ступеньки — 200 мм. Следовательно, пассажир при входе в автобус и выходе из него преодолевает только две ступеньки равной высоты (рис. 1, б). Чтобы достичь этого, потребовалось применить шины диаметром 832 мм, поднять пол под сиденьями на 150 мм (рис. 2, а, б) и сохранить 8%-ный пандус по заднему свесу (см. рис. 3, в). В перспективных разработках, где

принято заднее и смещенное к левому борту расположение двигателя, уровень пола составляет 630 мм на всем протяжении салона, что позволяет при высоте порога, равной 360 мм, применить одну ступеньку высотой 270 мм (рис. 1, в) или две ступеньки высотой 165 мм каждая (рис. 1, г).

Французская фирма Элье разрабатывает аналогичный проект, но с уровнем пола, равным 470 мм от передней двери до заднего моста, и 680 мм в задней части автобуса (подъем через ступеньку высотой 210 мм). Пол под сиденьями поднят на 180 мм, высота подножки равна 260 мм. На заднем свесе две ступеньки (рис. 1, д), в передней части — одна (рис. 1, е). Над задним свесом пандус имеет уклон менее 3% (рис. 3, з), применена шина диаметром 992 мм.

Таким образом, снижение уровня пола на современных автобусах достигается за счет расположения двигателя под пандусом на заднем свесе или сзади, сдвинутым к левому борту, а также применения шин уменьшенного диаметра и площадок, приподнятых над полом. Реализация таких решений ограничивается только параметрами проходности — дорожным просветом и углами въезда и съезда. Однако снижение уровня противоречит требованию ровности пола и затрудняет размещение сидений (из-за высокого выступа колесных кожухов). Учитывая это, в современных автобусах продольный профиль пола выполняют в следующих вариантах: ровным (рис. 3, а); ровным с уклоном до 3% (рис. 3, б); с 8%-ным пандусом по заднему свесу (рис. 3, в); с подъемом на одну ступеньку (рис. 3, г); с подъемом на две низкие ступеньки (рис. 3, д); с местным подъемом над двигателем, расположенным под полом (рис. 3, е); с пониженной входной площадкой, соединенной с салоном 8%-ным пандусом (рис. 3, ж); с подъемом на две ступеньки и с 8%-ным пандусом по заднему свесу (рис. 3, з). Из них самый оптимальный — ровный пол в проходе на всем протяжении салона, так как даже 3%-ный наклон создает некоторую неустойчивость для пассажиров, а 8%-ный — не допускает их проезд стоя. Наличие порога повышает опасность оступиться или быть прижатым к порогу.

В перспективных автобусах применяют приподнятые (на 150—180 мм над уровнем прохода) площадки под сиденья. Благодаря этому уменьшается выступ надколесных кожухов, облегчается посадка пассажиров на сиденья, улучшается обзорность и общение между стоящими и сидящими пассажирами, увеличивается пространство под полом.

Как уже упоминалось, наблюдается тенденция к уменьшению диаметра шин, что ведет к уменьшению высоты колесного кожуха, а следовательно, и его возвышения над полом. Так, в проведенных исследованиях показано, что при шинах диаметром 840 мм высота надколесной арки составляет 925 мм. Для удобного размещения сидений высоту выступающей ее части можно допустить равной 225 мм. В этом случае высота площадки под сиденьями будет равна 700 мм, а уровень пола в проходе — 520—550 мм.

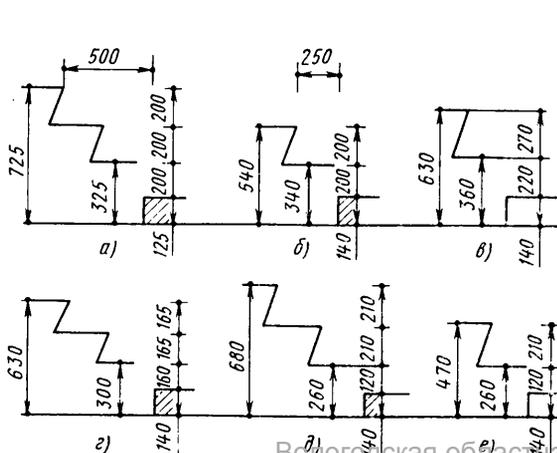


Рис. 1

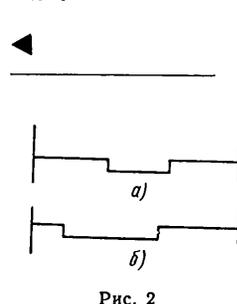


Рис. 2

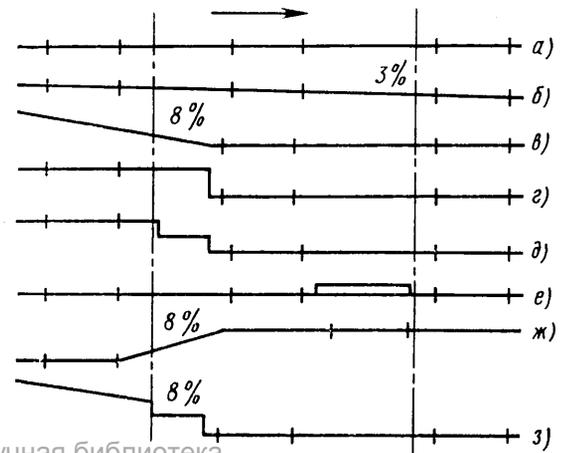
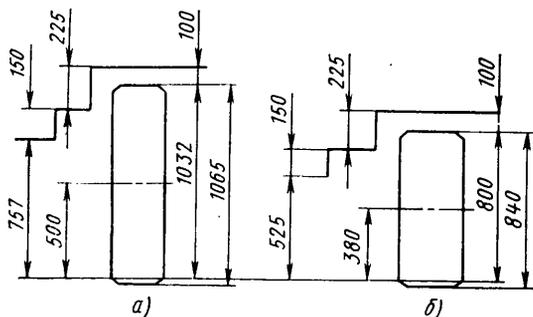


Рис. 3

Рис. 4



На рис. 4 для сравнения показана высотная компоновка при стандартной шине 10.00—20 (а) и шине, принятой VOV-II (б). Как видно из рисунка, при одинаковых высоте колесного кожуха, подъеме площадок под сиденья и зазоре между шиной и кожухом, равном 100 мм, высота пола в проходе равна 525 мм при малой шине и 760 мм при шине стандартной.

В результате исследований установлено, что наименьшая энергия затрачивается человеком на преодоление ступенек высотой 140—180 мм и шириной 290—350 мм. При увеличении высоты ступеньки до 250 мм затраты энергии возрастают на 10%. Поэтому высота 140—180 мм считается оптимальной. Что же касается числа ступенек, то этот фактор сказывается на времени входа и выхода пассажиров незначительно: пассажир затрачивает на преодоление каждой ступеньки 0,1 с. Здесь важны другие факторы: высота подножки и ступенек, шаг ступенек, ширина и число дверей, удобство поручней, ширина прохода в салоне, плотность пассажиропотока и состав пассажиров, время года и состояние погоды. Так, высота ступенек больше 200—250 мм таит в себе опасность травмирования пассажиров; увеличение числа ступенек уменьшает полезную площадь салона. При трех дверях шириной 1500 мм и одной ступеньке глубиной 300 мм (минус 50 мм на подпуртине) полезная площадь пола уменьшается на 1,13 м<sup>2</sup>, при двух ступеньках — на 2,26 м<sup>2</sup>, при трех — на 3,39 м<sup>2</sup>, т. е. вместимость автобуса по стоящим пассажирам уменьшается соответственно на 9, 18, 27 человек.

Некоторые параметры, связанные с высотой пола, для отечественных и зарубежных автобусов приведены в таблице.

Модель автобуса	Страна	Задний свес				Передний свес		
		Дорожный просвет, мм	Высота пола, мм	Длина свеса, м	Угол свеса, град	Высота пола, мм	Длина свеса, м	Угол свеса, град
ЛиАЗ-677	СССР	340	630	3,00	9	890	2,25	11
ЛАЗ-4202	СССР	310	890	2,39	9	724	2,40	12
Икарус	Венгрия	260	860	3,15	9	860	2,48	9
Икарус	Венгрия	280	920	2,48	13	920	2,43	10
Лейланд	Англия	—	890	3,36	8	600	2,30	8
VOV-II	ФРГ	—	890	3,00	—	540	2,56	—
Элье	Франция	200	860	3,20	8	470	2,56	8
Неоплан 814	ФРГ	160	890	—	—	300	—	—
Волво В 58	Швеция	260	—	3,72	—	805	2,46	—
Берлие РР 100	Франция	360	576	3,07	—	—	2,56	8

Городской транспорт прежде всего следует рассматривать как категорию социальную, а потом уже как коммерческую. Поэтому в центре внимания конструкторов и производителей должны быть удобства для пассажиров и, в том числе, наименьшая затрата ими усилий, а также безопасность при входе и выходе.

Если систематизировать все требования применительно к входу и выходу пассажиров (удобство, безопасность, время), то главными конструктивными элементами, при помощи которых должны выполняться эти требования, будут: высота пола от дороги, высота подножки; высота и глубина ступенек; число ступенек; расположение, ширина и число дверей; ширина прохода в салоне; накопительные площадки; поручни. Сопутствующими (ограничивающими) элементами конструкции являются выступы подколесных кожухов, дорожный просвет, углы свеса.

Реально перспективными следует признать следующие конструктивные параметры, определяющие уровень пола автобусов: уровень пола в пределах 540—650 мм; высота порога 340—360 мм; высота ступенек 170—200 мм; подъем площадки под сиденьями 150—180 мм; уменьшение диаметра шин до 830—850 мм; пол — продольно ровный, без уклонов; углы въезда до 9°, углы съезда до 8°; дорожный просвет 180—240 мм. Но надо помнить: чем ниже уровень пола, тем сложнее компоновка автобуса. Поэтому при конструировании методически правильно задаётся высотой пола, а затем уже находить оптимальную компоновку всего автобуса.

УДК 629.113.001.4:620.178.5

## Автогенерация колебаний и вибраций на автомобилях

Д-р техн. наук В. И. МЕДВЕДКОВ, канд. техн. наук А. Д. ДЕРБАРЕМДИКЕР, канд. техн. наук В. Н. СИРЕНКО, Е. М. БЕЛИКОВ, И. К. КАЛЬКИС

**П**РИ ИСПЫТАНИЯХ автомобилей, связанных с определением тягово-скоростных и тормозных свойств топливно-экономических и других характеристик и проводимых на стендах с гладкими беговыми барабанами, всегда обнаруживаются колебания и вибрации [1].

Они выявляются практически во всех функциональных системах, и связывают их обычно с работой двигателя и трансмиссии. Признать это достаточно обоснованным нельзя, так как спектры вибраций двигателя, трансмиссии и отдельных сосредоточенных масс автомобиля при ближайшем рассмотрении оказываются далеко не совпадающими ни по уровням, ни по частотному составу. Поэтому значительный интерес должно представлять собой определение вибрационных характеристик (ВХ) автомобиля на стенде с гладкими беговыми барабанами при работе двигателя под нагрузкой; работающем,

но отключенном от трансмиссии двигателе; неработающем двигателе.

Такие испытания имитируют, по существу, движение автомобиля в различных нагрузочных и скоростных режимах, в том числе и накатом, а колебания и вибрации неподрессоренных и поддрессоренных масс в определенной мере характеризуют его конструктивно-технологическое совершенство и позволяют составить представление о некоторых специфических механизмах вибровозбуждения, действующих независимо от дорожных неровностей. Вместе с тем такого рода испытания дают информацию, необходимую для диагностирования качества изготовления (ремонта) и технического состояния автомобилей в эксплуатации, а также для нормирования допустимых отклонений отдельных параметров, влияющих на вибрационные характеристики автомобиля.

В частности, испытания автомобиля

типа 6×4 в снаряженном состоянии, выполненные по схеме, приведенной на рис. 1, показали, что при имитации эксплуатационных режимов движения на гладких барабанах со скоростью 20—60 км/ч колебания и вибрации в характерных точках и на рабочем месте водителя (табл. 1) могут достигать и превосходить уровни, нормируемые ГОСТ 12.1.012—78 (табл. 2). И это при условии, что испытания выполняли при установке на барабане передних колес и колес среднего моста, а задний мост был отключен от трансмиссии и, следовательно, не возбуждался.

Таким образом, при качении колес по гладким барабанам, имитирующим идеальную дорогу без неровностей, любой автомобиль раскрывает свое свойство колебательности и вибровозбудимости в широком интервале частот. Вибрационные характеристики (рис. 2), получаемые при таких испы-

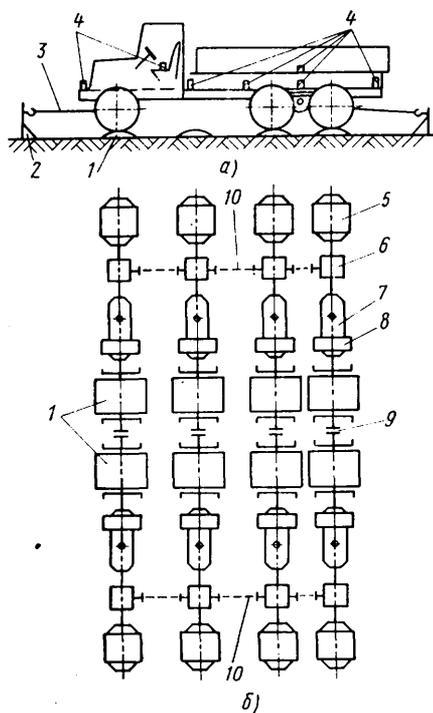


Рис. 1. Условия эксперимента:

а — установка автомобиля на стенде; б — принципиальная схема стенда: 1 — беговой барабан; 2 — анкер; 3 — растяжка; 4 — места установки датчиков; 5 — электромашина; 6 — угловой редуктор; 7 — коробка передач; 8 — выходной редуктор; 9 — соединительная муфта; 10 — съемные валы

таниях, можно назвать автогенерационными вибрационными характеристиками (АГВХ) автомобиля.

Поскольку значительные по величине колебания и вибрации на рабочем месте водителя испытываемого автомобиля

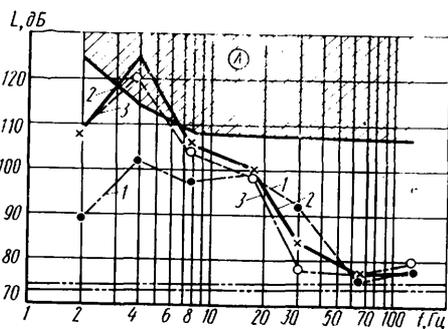


Рис. 2. Сравнение уровней вибрации  $L$  на рабочем месте водителя при  $v_a = 20$  км/ч во время испытаний (А — зона уровней, превышающих допустимые ВХ по ГОСТ 12.1.012—78):

1 — двигатель работает на максимальной частоте вращения коленчатого вала; 2 — двигатель работает на режиме холодного хода; 3 — двигатель не работает

по своим частотам относятся преимущественно к области инфразвуковых колебаний в двух октавных полосах со среднегеометрическими частотами соответственно 4 и 8 Гц, оказывающих особенно неблагоприятное влияние на человека, естественно поставить условие, чтобы именно эти автогенерационные вибрационные характеристики не превосходили допустимых вибрацион-

Режим работы двигателя и трансмиссии	Скорость движения, км/ч	Уровень виброскорости, дБ, по октавным полосам частот со среднегеометрическими значениями частот, Гц							
		2	4	8	16	31,5	63	125	250
$n_{max}$	20	88—90	100—104	96—98	100—101	90—94	75	77	72
	30	88—90	99—102	100—101	98—99	89—93	75	77	72
	40	82—84	98—100	102	100—102	92—93	76—78	76—77	72
$n_{хх}$ , трансмиссия отключена	20	107—110	121—125	104—106	99—101	82—86	76—77	78	72—74
	30	116—120	115—118	103—105	98—100	84—88	77—78	79	72—74
	40	107—110	125—129	108—112	101—103	87—90	76—78	79—80	72—77
	50	85—92	112—118	101—105	100—105	86—88	76—77	78—79	72
Двигатель не работает, трансмиссия отключена	20	106—109	119—122	103—104	98—99	77—79	77	80—81	75
	30	116—121	112—117	102—105	97—98	80—86	77—78	80	75
	40	103—107	124—129	116—122	98—100	85—89	77—78	81	75—77
	50	85—91	115—119	102—105	101—104	85—89	75—77	78	73

Примечание. Колебательные и вибрационные процессы при испытаниях автомобиля носят неустойчивый характер, поэтому при измерениях стрелка индикатора прибора НВА-1 не устанавливается на одном показании шкалы; результаты измерений приведены по минимальным и максимальным значениям.

ных характеристик по ГОСТ 12.1.012—78.

Названные условия и особенности возбуждения сложной колебательной системы шасси автомобиля и кузовных конструкций свидетельствуют о том, что АГВХ автомобиля, получаемые при испытаниях на гладких барабанах, являются самостоятельным видом выходных характеристик и могут служить составной частью материалов [2], необходимых для доводки систем поддрессоривания и виброзащиты, а также несущей системы (рамы) автомобиля. Выполненные в этой связи исследования показали, в частности, что принятую в отрасли ограниченную полосу частот колебаний (до 22,4 Гц) для оценки вибрационных характеристик на рабочем месте водителя с гигиенических позиций нельзя считать достаточной, поскольку в следующей октаве (в интервале частот 22,4—45 Гц) могут возникнуть исключительно вредные вибрации, соответствующие резонансным частотам головы водителя. Причем эти вибрации усиливаются телом человека в 2,5 раза и более [3 и 4]. Например, контрольные измерения показали, что в этой октаве со среднегеометрической частотой 31,5 Гц (очень близкой к резонансу головы на шейном отделе позвоночника) на испытываемом автомобиле в основном все обстоит благополучно (табл. 1 и 2). Однако существуют такие скоростные режимы (35 и 70 км/ч), когда вибрации возрастают настолько, что превосходят даже динамический диапазон прибора, т. е. превышают 130 дБ и далеко выходят за допустимые пределы по нормам ГОСТ 12.1.012—78 и рекомендациям международного стандарта ИСО МС 2631—74 (рис. 3).

Возрастание автогенерации при указанных условиях движения наблюдается также и в соседних октавах в диапазоне среднегеометрических частот 4—63 Гц. Эти явления связаны, в частности, с собственными частотами изгибных колебаний рамы длиннобазных автомобилей и прицепов при их совпадении с частотой вращения колеса, а также при кратном отношении к этой частоте. Кроме того, принципиально и практически возможны параметрические резонансы, связанные с неравномерным распределением материала в шине, ее переменной жесткостью по окружности и статико-динамической неуравновешенностью колес.

Этому способствуют также слабодемпфированные элементы крепления кабины к раме, наличие выработки в шарнирах и опорах направляющего аппарата подвески и т. п. Вместе с тем следует отметить, что при наличии нескольких источников возбуждения возможна их взаимная компенсация. Так, например, на среднегеометрической частоте 4 Гц минимальный уровень виброскорости в условиях гладкобарабанного стенда соответствует режиму, при котором двигатель работает на максимальной частоте вращения коленчатого вала. При работе двигателя на режиме холодного хода и при неработающем двигателе уровень колебаний возрастает на 13—29 дБ. На высоких значениях среднегеометрических частот (125 Гц) минимальный уровень виброскорости также наблюдается при работе двигателя с максимальной частотой вращения коленчатого вала. Следовательно, с исключением двигателя как источника вибраций уровень колебаний и вибраций на сиденье водителя может увеличиваться. Последнее, например, наблюдается при буксировании на мягкой сцепке автомобиля с неработающим двигателем.

Таблица 2

Октавные полосы частот и среднегеометрические частоты, Гц	Уровень виброскоростей по ГОСТ 12.1.012—78		Уровень среднеквадратичных ускорений по ИСО МС 2631—74	
	см·с <sup>-1</sup>	дБ	см·с <sup>-2</sup>	дБ
2	7,1	123	78,3	68
4	2,5	114	56,96	65
8	1,3	108	59,9	65,6
16	1,1	107	113,4	71
31,5	1,1	107	226,3	77
63	1,1	107	449,1	83

Примечание.  $z_0 = 5 \cdot 10^{-6}$  см·с<sup>-1</sup>;  $z_0 = 3,14 \cdot 10^{-4}$  м·с<sup>-2</sup>.

Эффект снижения уровня колебаний при работающем двигателе можно объяснить влиянием вибрации на характеристики сухого межлистового трения в рессорах подвески автомобиля. Вибрации, распространяющиеся от двигателя через его опоры и раму и достигающие рессор, обуславливают так называемую линейную линеаризацию трения. Это

обстоятельство способствует разблокировке пар трения в скользящих задних опорах рессор и в межлистовых зонах контакта трущихся поверхностей. Снижение сухого межлистового трения вызывает соответствующие структурные изменения сложной колебательной системы, эквивалентной автомобилю с подвеской. Следовательно, в интересах виброзащиты на рабочем месте водителя силы трения в рессорах необходимо снижать и нормировать.

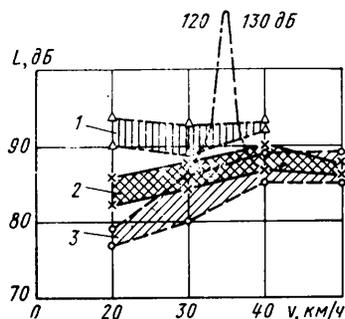


Рис. 3. Уровни вибраций на рабочем месте водителя в полосе частот 22,4—45 Гц при скоростях движения 20—50 км/ч (1, 2, 3 — то же, что на рис. 2)

Таким образом, проведенные исследования показали, что АГВХ автомобиля, получаемые на стенде с гладкими беговыми барабанами, являются самостоятельным высокоинформативным видом выходных характеристик и что ограниченную полосу частот (до 22,4 Гц), принятую для оценки плавности хода автомобилей, нельзя считать достаточной.

Полученные результаты исследований, в том числе отраженные в данной статье, позволили сделать ряд выводов и дать следующие конкретные практические рекомендации.

Научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы (НИОКР) по снижению уровней колебаний и вибраций на рабочих местах водителей грузовых автомобилей и другой автотранспортной техники методически целесообразно начинать с определения автогенерационных вибрационных характеристик путем испытаний объектов на гладких барабанах.

Лабораторно-дорожные испытания по контролю вибрационных характеристик на рабочих местах водителей следует проводить только при том условии, что АГВХ по уровням вибраций на рабочих местах водителя удовлетворяют требованиям соответствующих стандартов предприятия, отрасли, ГОСТ и СТ СЭВ. Если этого нет, объект испытаний подлежит доводке в лабораторных условиях на гладких барабанах.

С целью гарантированного обеспечения выполнения нормативов стандартов в реальных дорожных условиях исследования АГВХ на гладких барабанах следует проводить на всех скоростных режимах, с работающим и неработающим двигателем. При этом нужно обязательно контролировать режимы, на которых частота вращения колес совпадает или кратна собственной частоте колебаний подпрессоренных масс.

Проведение НИОКР по дальнейшему совершенствованию конструкций основных устройств систем подпрессоривания и виброзащиты водителей грузовых автомобилей и другой автотранспортной техники должно сочетаться в каждом отдельном случае с углубленным исследованием взаимодействия указанных систем с несущей системой (рамой, кузовом). В особенности это относится к автомобильным тягачам с прицепами большой грузоподъемности, колебания рам которых способны динамически возбуждать колебания подпрессоренных кабин и тела водителя.

Для обеспечения оптимизации вибрационных характеристик на рабочем месте водителя и снижения их уровня (по сравнению с достигнутым в настоящее время) целесообразно расширить на октаву интервалы контролируемых частот вибраций (до 45 Гц). При этом будет учитываться особая опасность режимов вибровозбуждения в области резонансного усиления вибронегруженности головы человека, собственные частоты которой близки к среднегеометрической частоте первой третьоктавной полосы шестой октавы (25—28 Гц).

При доводке конструкций опытных образцов грузовых автомобилей, тягачей и автомобилей-самосвалов, предназначенных к постановке на производство в период до 1990 г., уровень АГВХ на рабочем месте водителя должен быть снижен прежде всего в интервале частот колебаний третьей октавы (2,8—5,6 Гц). Необходимое для этого снижение и нормирование сил трения в рессорных подвесках окажет благоприятное влияние и на вибронегруженность в области шестой октавы.

Нужны поисковые НИОКР по созданию принципиально новых конструкций упругих, гасящих и направляющих устройств подвески и систем виброзащиты, включая автоматически регулируемые устройства с электронным управлением, предназначенные для обеспечения выполнения требований ГОСТ 12.1.012—78 в возможно более широких пределах эксплуатационных условий. Указанные исследования должны системно сочетаться с обязательным совершенствованием шин грузовых автомобилей, нормированием их выходных характеристик, исключая параметрическое возбуждение автомобилей выше технических достижимых пределов [4].

На основе выполненных исследований и с учетом представленных экспериментальных данных целесообразно создавать и внедрять специальные диагностические стенды с гладкими беговыми барабанами для виброконтроля готовой продукции автомобильной промышленности непосредственно в процессе производства. Виброконтроль по АГВХ должен осуществляться в рамках общей системы управления качеством, построение которой не может считаться завершенным без эффективного обеспечения вибробезопасных условий труда на рабочем месте водителя.

Выполнить данные рекомендации в части приборного обеспечения можно на основе отечественной аппаратуры ИВА-1 (завода «Виброприбор», г. Таганрог). Основные характеристики аппаратуры: рабочий диапазон частот 1,4—355 Гц; измерения осуществляются в октавных полосах частот со средними номинальными частотами: 2; 4; 8; 16; 31,5; 63; 125; 250 Гц; диапазон измерений 75—130 дБ, а при нулевом уровне по виброскорости  $5 \cdot 10^{-5}$  мм/с; основная абсолютная погрешность измерения виброскорости при нормальных условиях эксплуатации в диапазоне частот 2—300 Гц не превышает  $\pm 1,5$  дБ.

В заключение отметим, что в настоящее время крайне необходимо развитие не только экспериментальных, но и теоретических исследований в области автогенерации колебаний и вибраций на автомобилях, так как бытующее ныне представление сложной системы «человек — автомобиль — дорога» (или «дорога — шина — подвеска — рама с ДВС — виброзащита — человек») в виде упрощенных разобренных колебательных моделей препятствует дальнейшему совершенствованию конструкции автомобилей, повышению эффективности и качества работы автотранспортной техники. Исключительно важным представляется разработка теории и рациональной техники гашения параметрических колебаний.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Вибрация*. Справочник. М.: Машиностроение, 1979. 640 с.
2. *Ротенберг Р. В.* Подвеска автомобиля. Изд. 3-е, перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1972. 392 с.
3. *Островцев А. Н., Дербаремдикер А. Д.* О проблеме оптимизации взаимодействия человека и автотранспортной техники. — *Автомобильная промышленность*, 1970, № 7, с. 16—19.
4. *Дербаремдикер А. Д., Слуцкий Л. О.* Оптимизация колебаний автомобиля с помощью ЭЦВМ. В кн.: Вопросы расчета, конструирования и исследования автомобиля. — В сб. статей ЗИЛА. Вып. 6. М.: Машиностроение, 1975, с. 102—148.

# Оценка параметров подвески при случайных возбуждениях

Канд. техн. наук А. М. ГОРЕЛИК, канд. техн. наук А. Д. КОНЕВ, В. В. КОСТЫЛЕВ, канд. техн. наук А. Е. ПЛЕТНЕВ

НАМИ

ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ характеристик элементов подвески автомобиля, соответствующих реальным условиям ее работы, стендовые испытания необходимо проводить при случайных возбуждениях, близких к дорожным воздействиям [1]. Этому условию в наибольшей мере соответствуют гидропульсационные стенды. Именно поэтому исследования рессорных подвесок с много- и малоллистовыми рессорами и пневматических подвесок с гидравлическим и воздушным демпфированием, а также без демпфирования, о результатах которых сообщается ниже, проводили на таком стенде. Обработывали результаты на ЭВМ М-6000 по методу взаимного спектрального анализа [2], который позволяет получить амплитудно-частотную характеристику АЧХ эквивалентной линейной системы, наилучшим образом описывающую исследуемый объект, а также функцию квадрата коэффициента когерентности  $\gamma^2(f)$ , характеризующую погрешность данной аппроксимации по шкале частот. При этом в качестве входного процесса принимали относительные перемещения в подвеске, выходного — усилия упругого элемента или амортизатора.

В ходе исследования были рассмотрены шесть видов входных процессов, соответствующих среднеквадратичным деформациям упругого элемента подвески, равным 1,7; 0,9; 1,0 и 1,4 см, при движении автомобиля по дорогам с изношенным (процесс А-1,7) и более ровным асфальтовым (процесс А-0,9) покрытием, на бульжных дорогах (процессы Б-1 и Б-1,4), а также при деформациях, соответствующих «белому шуму» со среднеквадратичными деформациями 0,5 и 1 см (процессы БШ-0,5 и БШ-1). На рис. 1 показаны спектральные плотности входа  $X X'$  и выхода  $P P'$  для процессов БШ-1 и Б-1 при их воздействии на пневматический упругий элемент с гидравлическим амортизатором. Как

видно из рисунка, при белом шуме в диапазоне частот 1—10 Гц спектральная плотность деформации  $X$  практически постоянна, а усилие  $P$  растет с увеличением частоты. При деформациях на бульжной дороге (процесс Б-1) пики спектров деформаций  $X'$  и усилий  $P'$  получаются при частотах 2—2,5 Гц.

Так как кривые АЧХ при больших частотах проходят близко одна от другой, то они показаны (рис. 2, а) только при малых частотах (далее — заштрихованная зона).

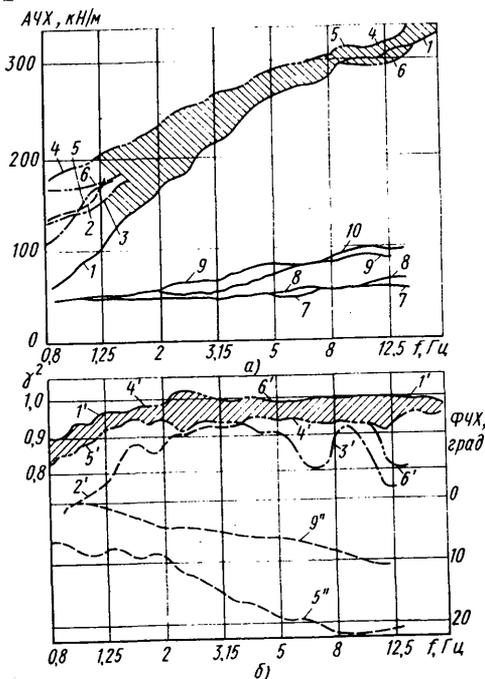


Рис. 2. Результаты спектрального анализа испытаний пневматических подвесок (1—9 — АЧХ; 1'—6' — коэффициент когерентности; 5'', 9'' — ФЧХ) с гидравлическими амортизаторами при возбуждениях (1 и 1' — БШ-0,5; 2 и 2' — БШ-1; 3 и 3' — А-0,9; 4 и 4' — А-1,7; 5, 5' и 5'' — Б-1; 6 и 6' — Б-1,4), без демпфирования при возбуждениях (7 — БШ-1; 8 — Б-1), с воздушным демпфированием при возбуждениях (9 и 9' — БШ-1; 10 — Б-1): а — эквивалентная АЧХ; б — эквивалентная ФЧХ и квадрат коэффициента когерентности

Эквивалентные АЧХ пневматических подвесок с демпфированием колебаний гидравлическими амортизаторами (кривые 1—6) благодаря наличию амортизаторов имеют значительный угол наклона к оси абсцисс, причем меньший наклон наблюдается при больших деформациях (процессы А-1,7 и Б-1,4), а больший — при малых (процесс БШ-0,5). Если же демпферов в пневматической подвеске нет, колебания практически не гасятся, и поэтому кривые 7 и 8 почти параллельны оси абсцисс. При воздушном демпфировании гашение колебаний незначительно (наклон кривых 9 и 10 невелик).

Кривые  $\gamma^2$  (рис. 2, б) перекрещиваются (зона их расположения заштрихована, отдельно показаны только участки кривых со значительно уменьшенным коэффициентом  $\gamma^2$ ).

Для пневматической подвески характерна высокая корреляция между деформацией и развиваемыми усилиями: при частотах более 1 Гц для большинства вариантов деформаций  $\gamma^2 > 0,9$ , и только в случае возбуждений при процессе БШ-1 на частоте менее 1,25 Гц и при процессе А-0,9 на частоте более 11 Гц (кривые 2' и 3') квадрат коэффициента когерентности  $\gamma^2 < 0,8$ . Если в пневматической подвеске демпфера колебаний нет, то  $\gamma^2$  близок к единице. ФЧХ лежат в области между кривыми 9'' и 5'' и не превышают 22°.

Таким образом, можно утверждать, что, во-первых, пневматическая подвеска при расчетах с достаточной точностью может быть представлена эквивалентной линейной системой и, во-вторых, воздушное демпфирование не обеспечивает гашения колебаний, т. е. для этой цели нужны гидравлические амортизаторы.

При подвеске с малоллистовыми рессорами (однолистовая основная рессора длиной 1365 и шириной 60 мм плюс однолистовая дополнительная длиной 940 и шириной 60 мм) и мягкими резиновыми шарнирами в ушках основной рессоры протекание АЧХ во всех случаях деформаций примерно одинаково, наклон кривых АЧХ (заштрихованная зона на рис. 3, а) минимален, а  $\gamma^2$  мало отлича-

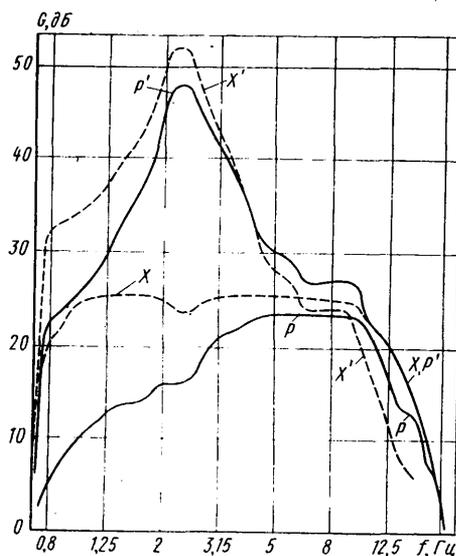


Рис. 1. Спектральные плотности  $G$  входа  $X X'$  (деформации) и выхода  $P P'$  (усилия) полученные при испытаниях пневматических подвесок с гидравлическим амортизатором

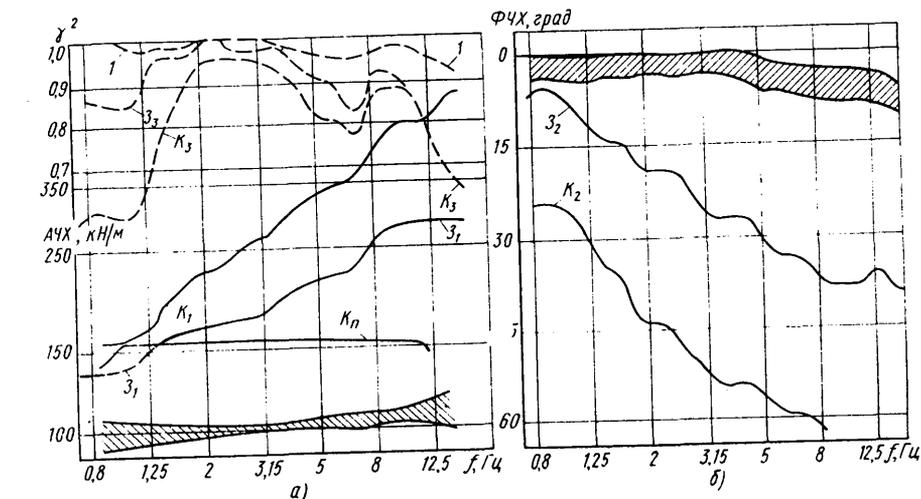


Рис. 3. Результаты спектрального анализа испытаний рессорных подвесок: а — эквивалентная АЧХ и квадрат коэффициента когерентности; б — эквивалентная ФЧХ

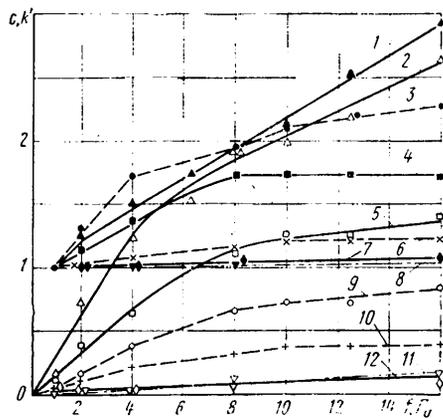


Рис. 4. Зависимость относительных величин упругой  $c$  и демпфирующей  $k'$  составляющих от частоты  $f$  при различных конструкциях подвески (возбуждение Б-1):  
1, 3, 4, 6—8 — относительная величина упругой составляющей  $c$ ; 2, 5, 9—12 — относительная величина демпфирующей составляющей  $k'$

ется от единицы (кривая 1 на рис. 3,а). Незначителен также сдвиг фаз (заштрихованная зона на рис. 3,б). На рис. 3 приведены также результаты испытаний многолистных рессор (процесс Б-1) — одной (кривые 3): грузоподъемностью 1000 кг, длиной 1100 мм и шириной 63,5 мм с резиновыми шарнирами на концах и второй (кривые К): грузоподъемностью 1950 кг, длиной 1500 мм и шириной 75 мм, но со скользящим концом (трение металла о металл). Как видно из рисунка, у первой АЧХ и ФЧХ изменяются менее интенсивно (кривые 3<sub>1</sub> и 3<sub>2</sub>), и на частотах до 12 Гц  $\gamma^2=0,8-1$  (кривая 3<sub>3</sub>); у второй  $\gamma^2$  меньше (кривая К<sub>3</sub>), а АЧХ и ФЧХ значительно зависят от частоты. Такие различия объясняются конструкцией крепления рессор к раме и разницей в числе листов.

Таким образом, при использовании резины в заделке и уменьшении числа листов в рессоре качество подвески улучшается.

Чтобы выяснить, как частота колебаний влияет на свойства элементов подвески, была разработана специальная методика, в соответствии с которой подвеска возбуждалась с постоянной амплитудой колебаний и переменной частотой, изменяющейся по случайному закону. Испытания рессоры К грузоподъемностью 1950 кг показали (кривая К<sub>п</sub> на рис. 3,а), что частота в диапазоне 1—10 Гц наклон АЧХ для рессор такого типа не влияет, т. е. АЧХ в основном зависит не от частот, а от амплитуды деформаций [3].

Эквивалентная частотная характеристика в общем случае может быть пред-

Конструктивные особенности пневматической подвески	Процесс возбуждения	Упругие свойства при частоте, Гц		
		2	8	16
Без демпфирования, $p=0,2$ МПа	А-0,9; А-1,7 Б-1; Б-1,4 БШ-0,5; БШ-1	1 1 1	1,03; 1 1,03	1,05; 1 1,07; 1,03 1,02; 1
С воздушным демпфированием: $p=0,2$ МПа	А-0,9; А-1,7 Б-1; Б-1,4 БШ-0,5; БШ-1	1 1; 1,05 1,05; 1,09	1,18 1,17 1,22; 1,4	— 1,22; 1,2 1,35; 1,49
$p=0,5$ МПа	А-0,9; А-1,7 Б-1; Б-1,4 БШ-0,5; БШ-1	1,02 1,02 1,04; 1,06	1,21 1,19 1,19; 1,27	— 1,25 1,38
Пневматическая с гидравлическим амортизатором, $p=0,5$ МПа	А-0,9; А-1,7 Б-1; Б-1,4 БШ-0,5; БШ-1	1,3; 1,26 1,28; 1,2 1,55; 1,5	2,2; 1,61 1,91; 1,66 2,68; 2	— 2,27; 1,7 2,98; 2,14

ставлена как сумма действительной и мнимой составляющих. Для элемента подвески, обладающего только упругостью (идеальная упругость), мнимая составляющая будет, очевидно, равна нулю. Для элемента, обладающего сопротивлением, которое зависит только от скорости (идеальный амортизатор), наоборот, будет равной нулю действительная составляющая. Таким образом, действительную составляющую можно интерпретировать как частотную характеристику упругого сопротивления, а мнимую — как частотную характеристику демпфирующего сопротивления. Тогда для случая идеальной упругости действительная составляющая будет постоянной величиной, пропорциональной жесткости, а мнимая — равной нулю. Для идеального амортизатора она оказывается равной  $kf$  ( $k$  — величина, пропорциональная коэффициенту сопротивления амортизатора), а действительная составляющая ЭЧХ — равной нулю.

Для сравнения упругих свойств подвесок при анализе результатов обработки (рис. 4, табл. 1 и 2) принято, что при частоте колебания 1 Гц действительная составляющая равна эквивалентной единице. Для мнимой составляющей принималось, что при частоте 1 Гц модуль АЧХ=1, т. е. определялся коэффициент  $k'$  (отношение демпфирующей силы, передаваемой подвеской, к упругой силе).

Испытания показали, что упругие свойства подвески в значительной степени зависят как от конструкции подвески — типа упругого элемента, способа демпфирования, конструкции направляющих устройств и т. п., — так и от вида дорожных воздействий. При пневматической подвеске без демпфирования (табл. 1 и рис. 4, кривая 3) жесткость подвески практически не зависит от частоты и вида дорожных воздействий. Воздушное демпфирование увеличивает жесткость

при возбуждениях, соответствующих асфальтовому и булыжному покрытиям (А-0,9; А-1,7; Б-1 и Б-1,4), не более чем на 25% (кривая 6), а при возбуждениях типа «белый шум» — до 50%. Если же в пневматической подвеске применить гидравлические амортизаторы, ее жесткость может возрасти в 2—3 раза (кривая 3). Например (табл. 1), на частоте 8 Гц и возбуждениях при процессах А-0,9 и Б-1 жесткость подвески увеличилась на 190—220%, при А-1,7 и Б-1,4 — на 160—165%; при БШ-1 — на 200%; при БШ-0,5 — на 300%.

Как известно, пневматические упругие элементы имеют нелинейную характеристику, однако испытания показали, что для расчетов и аналитических исследований она может быть заменена линейной, так как квадрат коэффициента когерентности на частотах до 8 Гц практически равен единице, а на частоте 16 Гц в большинстве случаев он больше 0,95.

Для подвесок с листовыми рессорами вид действительной составляющей АЧХ существенно зависит от конструкции рессоры и подвески в целом: в подвеске с однолистной основной и дополнительной рессорами (табл. 2 и рис. 4, кривая 7) в диапазоне 1—8 Гц она практически постоянна и незначительно (на 11—19%) увеличивается только в диапазоне 8—16 Гц (для первого диапазона  $\gamma^2 > 0,95$ , для второго  $\gamma^2 = 0,88 \div 0,95$ ). У малолистовой рессоры с четырьмя листами и незначительным межлистовым трением (из-за наличия межлистовых прокладок) рост жесткости также незначителен. Что же касается многолистных рессор (рис. 4, кривые 1 и 4 и табл. 2), то их жесткость зависит от конструкции, особенно, узлов крепления к раме, и вида возбуждения. Например, жесткость при частоте 16 Гц может оказаться втрое большей, чем при частоте

Таблица 2

Конструкция рессоры	Процесс возбуждения	Демпфирующие свойства при частоте, Гц				Упругие свойства при частоте, Гц		
		1	2	8	16	2	8	16
Однолистные основная и дополнительная $p=450$ и 200 кг; $b=60$ мм	А-0,9; А-1,7 Б-1; Б-1,4 БШ-0,5; БШ-1	0,05 0,01 0,01—0	0,06 0,03—0,05 0,02—0	0,12 0,10 0,04—0,08	0,12—0,18 0,11—0,19 0,12—0,17	1,03 1—1,03 1—1,03	1,05 1,07—1,11 1,08	1,07 1,1—1,19 1,19
Малолистовая $l=4$	БШ-1	0,09	0,09	0,17	0,34	1,04	1,11	1,28
Многолистовая, $l=16$ , $P=1000$ кг, $L=1100$ мм, $b=63,5$ мм	Б-1; Б-1,4 БШ-1; БШ-0,5	0,12 0,12	0,18—0,31 0,18—0,24	0,55—0,86 0,55—1,00	1,06 1,06—1,78	1,14—1,4 1,04—1,09	1,72—1,5 1,25—1,36	1,72 1,7—1,86
Многолистовая, $l=15$ , $P=1950$ кг, $L=1500$ мм, $b=75$ мм	Б-1	0,18	0,73	1,92	2,34	1,27	1,95	2,95

Конструктивные особенности пневматической подвески	Процесс возбуждения	Демпфирующие свойства при частоте, Гц			
		1	2	8	16
Без демпфирования, $p=0,2$ МПа	А-0,9; А-1,7 Б-1; Б-1,4 БШ-0,5; БШ-1	0	0	0,10—0,08	0,15—0,13
		0	0,01	0,12—0,1	0,175
		0	0,02	0,07—0,1	0,15—0,22
С воздушным демпфированием: $p=0,2$ МПа	А-0,9; А-1,7 Б-1; Б-1,4 БШ-0,5; БШ-1	0,04—0,11	0,12	0,32	—
		0,04	0,11—0,15	0,32	0,42
		0,14	0,17—0,22	0,35—0,38	0,54—0,6
$p=0,5$ МПа	А-0,9; А-1,7 Б-1; Б-1,4 БШ-0,5; БШ-1	0,07—0,14	0,13—0,19	0,31	—
		0,1	0,13—0,18	0,31—0,27	0,34—0,41
		0,08	0,13	0,32	0,51—0,45
Пневматическая с гидравлическим амортизатором, $p=0,5$ МПа	А-0,9; А-1,7 Б-1; Б-1,4 БШ-0,5; БШ-1	0,13—0,21	0,1—0,22	0,52—0,76	—
		0,17—0,13	0,2	0,67	0,85—0,72
		0	0,23—0,18	1,14—0,94	1,39—1,01

1 Гц (кривая 1), что объясняется уменьшением амплитуд колебаний на больших частотах и относительным увеличением влияния межлистового трения и трения в узлах крепления рессоры к раме.

При испытаниях, результаты которых приведены на рис. 4 и в табл. 2, на частотах до 8 Гц  $\gamma^2 \geq 0,8$ , а в диапазоне частот 8—16 Гц  $\gamma^2 > 0,7$ . При вариантах испытаний в случае особо неровных дорог, видимо,  $\gamma^2$  может быть еще меньше, поэтому чтобы выявить возможность или невозможность линеаризации подвесок с многолистовыми рессорами, нужны дополнительные исследования.

Демпфирование колебаний также существенно зависит от конструкции подвески и дорожных условий. Например, в подвеске с однолистовыми рессорами и пневматической подвеске без специального демпфирования гашение колебаний (кривые 12 и 11) практически отсутствует: в диапазоне частот 2—16 Гц коэффициент  $k' \leq 0,22$  (рис. 4, табл. 2 и 3). Для четырехлистовой рессоры в этом диапазоне частот  $k' = 0,1 \div 0,35$ . Демпфирование многолистовых рессор велико и существенно зависит от их конструкции (кривые 2 и 5). У пневматической подвески с воздушным демпфированием (кривая 10)  $k' = 0,15 \div 0,6$ , что также явно недостаточно для гашения колебаний, так как относительный коэффициент затухания в данном случае не превышает 0,05.

В ходе испытаний пневматической подвески с гидравлическими амортизаторами (кривая 9), о которой идет речь в данной статье, установлено, что сопротивление ее амортизаторов нужно увеличивать: они в диапазоне частот 2—16 Гц обеспечивают  $k' = 0,2—1,1$ , а многолистовые рессоры, хотя и применяются с

амортизаторами, но имеют  $k' = 0,2—3$ . Чтобы подвеска обладала нужными демпфирующими свойствами, необходим целенаправленный выбор ее амортизаторов. Делается это так. По спектрам скоростей перемещения штока или перемещений амортизатора (кривые X и X' на рис. 1) и известным зависимостям рассчитывают необходимый коэффициент сопротивления амортизатора. Затем оценивают гашающие свойства упругих (табл. 4) и направляющих элементов подвески и с их учетом выбирают окончательно амортизатор.

Таблица 4

Тип упругого элемента	Значения $k'$ , необходимые для получения $\psi = 0,25$ при частоте, Гц		
	2	8	16
Рессора: 16-листовая, $L = 1100$ мм четырёхлистовая однолистовая основная и дополнительная	0,1	0,5	1
	0,2	1	2
	0,3	1,1	2,2
Пневматический элемент: с гидравлическим амортизатором* с воздушным демпфированием без демпфирования	0,1	0,25	1,4
	0,2	1,1	2,4
	0,35	1,35	2,7

\* Необходимое увеличение  $k'$ .

Данные таблицы лишней раз подтверждают неэффективность воздушного демпфирования. Для пневматических подвесок (с учетом их большого статического прогиба) необходимы амортизаторы

ры в 2,5 раза более мощные, чем для многолистовых рессор, а для испытанных малолистовых рессор мощность амортизаторов должна быть вдвое большей.

Из всего сказанного можно сделать ряд практических выводов.

1. Поскольку реальный рабочий процесс подвески представляет собой случайные колебания, то для оценки ее работы лучше всего использовать гидропульсационные стенды, а при оценке результатов испытаний — методы статистического анализа и, в первую очередь, взаимный спектральный анализ. Входным процессом целесообразно принимать перемещение, скорость или ускорение штока гидропульсатора, а выходным — усилие, развиваемое упругим элементом или амортизатором, ускорение на сиденье водителя.

2. При пневматической подвеске без демпфирования и малолистовых рессорах эквивалентная жесткость подвески практически не зависит от вида дорожных воздействий. Воздушное демпфирование увеличивает жесткость при возбуждениях, соответствующих асфальтовым и бетонным покрытиям, не более чем на 25%. При подвеске с многолистовыми рессорами жесткость может увеличиваться втрое, при этом существенное влияние имеет конструкция рессоры и подвески в целом.

3. Демпфирование в подвеске с малолистовыми рессорами и пневматическими элементами практически отсутствует. Воздушное демпфирование в пневматической подвеске обеспечивает не более 20% от необходимого. При подвеске с многолистовыми рессорами демпфирование значительно, поэтому необходим амортизатор с коэффициентом сопротивления, в 2—3 раза меньшим, чем для подвесок без трения в упругом элементе.

4. Разработанная методика испытаний позволяет выявить оптимальные параметры подвески, обеспечить ей необходимую величину демпфирования и минимальную зависимость жесткости от частоты колебаний.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Горелик А. М., Костылев В. В. Определение характеристик листовых рессор на гидропульсационном стенде. Экспрессинформ. «Конструкции автомобилей». М., 1976, вып. 11 (НИИНавтопром), с. 36—46.
2. Певзнер Я. М., Гридасов Г. Г., Коцев А. Д., Плетнев А. Е. Колебания автомобиля. М.: Машиностроение, 1979. 208 с.
3. Горелик А. М. Малолистовые рессоры. — НИИНавтопром, 1981. 50 с.

УДК 628.517.2:629.114.6.012.5.001.5

Шины и внутренний шум легкового автомобиля

С. А. ВОРОНЦОВ, Н. Д. ГУДИЛИН

Московский автомобильно-дорожный институт

УМЕНЬШЕНИЕ структурного шума внутри легкового автомобиля, в том числе и шума, возбуждаемого дорожными неровностями, — одна из весьма важных задач, которые приходится решать автомобилестроителям. А так как в образовании такого рода шума значительную роль играют шины,

являющиеся звеном в сложной виброакустической системе «дорога — шина — подвеска — кузов», то понятен и тот интерес, который проявляют специалисты к шинам именно с этой точки зрения, особенно к шинам радиальной конструкции, которые, обладая рядом преимуществ перед диагональными шинами,

ми, до последнего времени уступали им в отношении виброакустических свойств. Взаимодействия элементов виброакустической системы «дорога — шина — подвеска — кузов» носят, как известно, вероятностно-статистический характер, поэтому достаточно точно описать эту систему аналитически не уда-

Диагональные шины		Радиальные шины модели А		Радиальные шины модели В	
$L_A$	$L_C$	$L_A$	$L_C$	$L_A$	$L_C$
69,7	100,6	69,5	101,0	69,7	100,5
3,5	1,9	3,3	1,5	3,25	1,6
7,5	3,7	8,5	4,55	8,3	4,45
-0,11	0,15	0,08	0,2	0,12	0,2
0,65	1,64	0,67	1,72	0,57	1,65
0,025	-0,08	0,04	0,05	-0,03	-0,04
-1,4	-0,9	-1,25	-0,85	-1,32	-0,9
0,1	-0,7	0,12	-0,9	-0,09	-0,75
0,76	1,08	0,72	1,15	0,8	1,25
0,7	0,91	0,65	0,85	0,72	0,92

Примечание. Значения доверительных интервалов коэффициентов регрессии составляют: 0,44 для  $L_A$  и 0,65 для  $L_C$ , где  $L_A$  — уровень звука;  $L_C$  — уровень звукового давления.

ется. В связи с этим для получения практических результатов, достаточных для объективной оценки виброакустических свойств шин, необходим экспериментально-аналитический подход, в частности, использование метода факторного анализа и планирования эксперимента. Такой метод и был применен на Центральном научно-исследовательском автополигоне НАМИ для акустических испытаний легковых автомобилей особо малого, малого и среднего классов с шинами диагональной и радиальной конструкций.

В процессе испытаний исследовали акустический отклик автомобиля на изменение скорости его движения ( $x_1$ ), ровности дорожного покрытия ( $x_2$ ), внутреннего давления в шинах ( $x_3$ ), статического дисбаланса колеса ( $x_4$ ) и нормальной нагрузки на колесо ( $x_5$ ).

Полученные на основании экспериментальных данных обобщенные для различных классов автомобилей математические модели (коэффициенты регрессии даны в таблице) позволили достаточно полно проанализировать влияние исследуемых факторов на уровни внутреннего шума легкового автомобиля. Результаты анализа показывают, что при движении со скоростями до 60—70 км/ч (рис. 1, а, б) по дорогам с гладким асфальто-бетонным и ровным гравийно-битумным покрытиями уровни шума в легковом автомобиле практически не зависят от конструкции применяемых шин; на дорогах с ровным брусчатым покрытием уровень шума при радиальных шинах в среднем на 1,0 дБ выше, чем при диагональных.

Значительное влияние на уровни внутреннего шума легкового автомобиля оказывают статический дисбаланс колес и давление воздуха в шине. При этом характерно, что дисбаланс до 1400 г·см

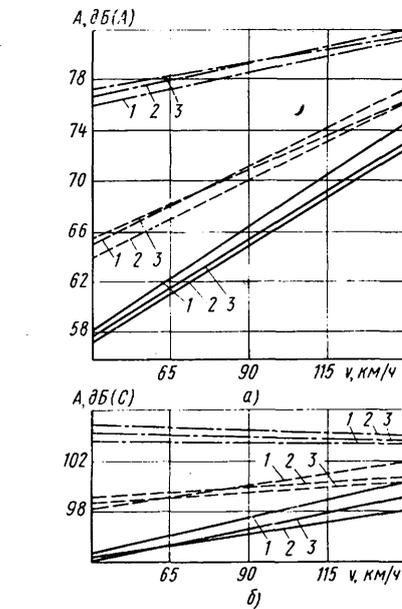


Рис. 1. Уровни шума  $A$  в легковом автомобиле при движении по дороге с гладким асфальто-бетонным (сплошные кривые), гравийно-битумным (штриховые кривые) и ровным брусчатым (штрих-пунктирные кривые) покрытиями ( $x_3=0$ ;  $x_4=-1$ ):

1 — диагональные шины; 2 — радиальные шины модели А; 3 — радиальные шины модели В

при скоростях движения автомобиля до 60 км/ч практически не вызывает повышения уровня высокочастотного шума (рис. 2, а), однако при увеличении скорости и дисбаланса уровень звука резко возрастает. Так, удвоение величины дисбаланса (2800 г·см) и скорости движения (115 км/ч) увеличивает уровень звука до 4 дБ(А). Низкочастотный же шум (рис. 2, б) зависит от дисбаланса в большей степени, и уже при скорости 60—70 км/ч и дисбалансе 2800 г·см уровень звукового давления увеличивается на 3—4 дБ(С), а при скорости 110—120 км/ч и том же дисбалансе — на 8 дБ(С).

Очень заметно оказываются на уровнях внутреннего шума парные взаимодействия (скорость движения и давление воздуха в шинах; скорость движения и ровность дорожного покрытия). Например, увеличение давления ведет к возрастанию низкочастотного шума при движении автомобиля с невысокими скоростями и, наоборот, снижает его на 1,5—2,0 дБ(С) при скоростях движения более 100 км/ч.

Кроме того, выявлена еще одна закономерность: на дорогах с асфальто-бетонным покрытием уровни шума с ростом скорости движения автомобиля возрастают более интенсивно, чем на

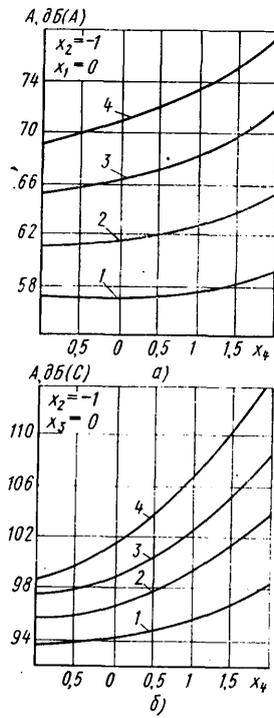


Рис. 2. Зависимость уровней шума в легковом автомобиле от величины дисбаланса шин при движении по дороге с гладким асфальто-бетонным покрытием:

1, 2, 3, 4 — скорости движения соответственно 40, 65, 90 и 115 км/ч

дорогах, имеющих большую высоту микронеровностей.

Таким образом, анализ показал, что современные шины радиальной конструкции, с точки зрения их влияния на внутренний шум легкового автомобиля, до скоростей движения 70 км/ч практически равноценны диагональным шинам. Уровень же внутреннего шума зависит от ровности дорожного покрытия, скорости движения, статического дисбаланса колес, давления воздуха в шинах. Что касается предельных значений дисбаланса, то для обеспечения акустического комфорта в автомобиле малого и особо малого классов он должен быть не более 800 г·см, а для автомобилей среднего класса — 1100 г·см. Давление же в шинах при езде в городских условиях должно быть на 10—15% меньше номинального, а при движении на скоростных трассах — больше на ту же величину. В связи с тем, что изменение нормальной нагрузки на шину в эксплуатационных условиях не оказывает влияния на уровни внутреннего шума легковых автомобилей, то перечисленные рекомендации справедливы для любых вариантов загрузки легковых автомобилей.

УДК 620.178.311.5:539.433

## Автоматизированный синтез схем нагружения автомобильных конструкций для ресурсных стендовых испытаний

В. Г. ЛИСОВСКИЙ, канд. техн. наук О. Ф. ТРОФИМОВ  
Московский автозавод им. И. А. Лихачева

**Р**ЕШЕНИЕ проблемы снижения металлоемкости конструкций автомобилей при одновременном увеличении их эксплуатационного ресурса связано

с необходимостью расширения стендовых испытаний каби, рам, кузовов: обычные дорожные испытания при современных ресурсах автомобилей (300—

500 тыс. км) становятся настолько продолжительными, что практически исключают целесообразность проверки, следовательно, и возможность реализации

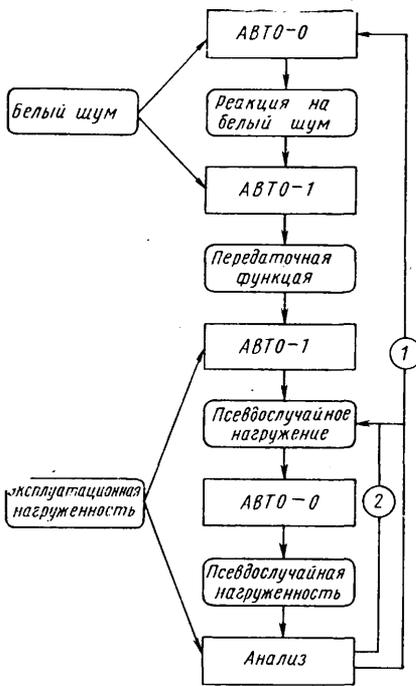


Рис. 1. Формирование рациональной схемы стендовых испытаний:  
1 — выбор точек приложения силовозбудителей; 2 — определение ориентации осей силовозбудителей

в производстве многих конструктивных и технологических решений, особенно решений по отдельным деталям автомобиля. В связи с этим к стендовым испытаниям тоже предъявляется жесткое требование: они не должны искажать эксплуатационную нагруженность автомобильных конструкций.

Методика определения рациональных схем многокомпонентных стендовых испытаний, т. е. испытаний, предполагающих одновременное воздействие на исследуемую конструкцию нескольких силовозбудителей (рис. 1), разработана на ЗИЛе. Для ее реализации на мини-ЭВМ создан комплекс систем программирования под общим названием «Авто». Важнейшими его элементами являются — система программ динамического моделирования конструкции исследуемого объекта по методу конечных элементов («Авто-0») и система программ анализа многомерных эксплуатационных процессов его нагруженности («Авто-1»).

Динамическое моделирование напряженно-деформированного состояния автомобильных узлов при помощи системы программ «Авто-0» осуществляется в пространстве так называемых функциональных координат. К ним отнесены степени свободы точек приложения

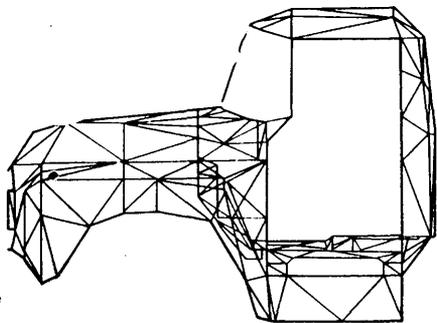


Рис. 2. Модель кабины грузового автомобиля

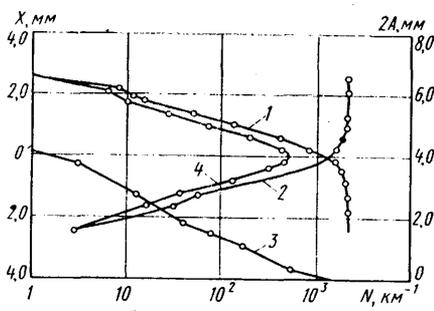


Рис. 3. Распределение параметров процесса: 1 — максимум; 2 — минимум; 3 — размах; 4 — пересечений заданных уровней ( $v = 60$  км/ч, Бульжник)

силовозбудителей и точек регистрации эксплуатационной нагруженности исследуемого узла при помощи датчиков ускорений, тензодатчиков и т. д., что позволяет решать уравнения динамики конечно-элементной модели исследуемой конструкции непосредственно в оперативной памяти ЭВМ. В результате, значительно сокращается время решения задачи и становится практически выполнимой реализация на мини-ЭВМ динамических моделей, содержащих до 5000 степеней свободы. На ЗИЛе, например, сравнительно просто удалось реализовать динамическую конечно-элементную модель кабины грузового автомобиля с 1382 степенями свободы (рис. 2). Сделано это было за счет того, что функциональные степени свободы модели кабины состоят максимум из шести степеней свободы точек приложения силовозбудителей в местах крепления кабины к раме, четырех степеней свободы точек регистрации эксплуатационных ускорений рамы вблизи опор кабины и двух степеней свободы датчиков деформаций упругих элементов боковых опор, т. е. общее число функциональных степеней свободы не превышало 12. Система программ «Авто-0» для 12 степеней свободы из соответствующих уравнений динамики определяет матрицу передаточных функций, необходимую для оценки статистической достоверности ее получения на стенде.

Анализ многомерных эксплуатационных процессов при помощи системы «Авто-1» также осуществляется для функциональных степеней свободы. На рис. 3 показаны полученные при ее помощи результаты схематизации процесса деформации упругого элемента правой опоры кабины грузового автомобиля по методам максимумов размахов, а также по методу пересечений заданных уровней с использованием 16-разрядного программного классификатора; на рис. 4 — нормированная спектральная плотность процесса деформации данного упругого элемента и процесса ускорений рамы в месте крепления той же опоры кабины; на рис. 5 — функция когерентности и фазовый угол, отражающие взаимную связь между деформацией упругого элемента правой опоры и ускорением рамы в месте крепления этой опоры.

Отличительная особенность системы программ «Авто-1» — возможность генерации при ее помощи псевдослучайного многомерного процесса внешних воздействий на конструкцию, обеспечивающего имитацию эксплуатационной нагруженности исследуемого узла автомобиля в стендовых условиях: система осуществляет спектральный анализ входных и выходных процессов исследуемого

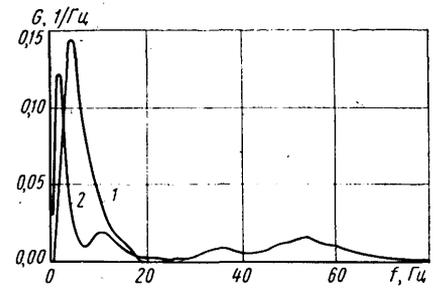


Рис. 4. Нормированные спектральные плотности:

1 — деформация упругого элемента правой опоры кабины; 2 — ускорения рамы в месте крепления этой опоры ( $v = 60$  км/ч, Бульжник)

двумя объектами и определяет его матрицу передаточных функций (МПФ). Сравнение полученной таким образом матрицы передаточных функций с аналогичной характеристикой, определенной из уравнений динамики, позволяет оценить статистическую достоверность получения МПФ на стенде.

С помощью матриц передаточных функций в системе «Авто-1» решают и обратную задачу — определение необходимых спектральных характеристик внешних воздействий на конструкцию в стендовых условиях для воспроизведения результатов регистрации эксплуатационной нагруженности в отдельных точках исследуемого объекта.

Важным этапом синтеза схем многокомпонентных стендовых испытаний узлов автомобиля является анализ генерированного при помощи системы «Авто-1» псевдослучайного процесса нагружения, имитирующего эксплуатационный режим работы испытываемого узла. Делается это так. Допустим, что в одной из предлагаемых точек входа внешних возмущений на динамическую модель конструкции действует вектор внешних сил, которому соответствует вектор перемещений данной точки. Если вектор перемещений разложить на проекции в декартовой системе координат, то, очевидно, для воспроизведения внешних возмущений в точке потребуются три силовозбудителя. Вектор задаваемых перемещений может быть представлен в виде его амплитуды и направляющих косинусов, которым соответствуют углы  $\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$ . Затем вычисляют оценки математических ожиданий  $\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$  и среднеквадратичных отклонений от них  $\psi_x, \psi_y, \psi_z$  углов наклона вектора задаваемых перемещений. В случае малости величин  $\psi_x, \psi_y, \psi_z$  с помощью математической модели можно проверить возможность замены трех силовозбудителей одним, закон движения штока которого определяется амплитудой вектора задаваемых перемещений, а рациональное по-

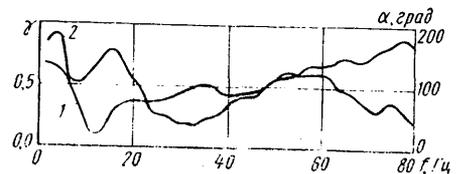


Рис. 5. Функции когерентности  $\gamma$  и фазовый угол  $\alpha$ :

1 — функция когерентности, отражающая связь между деформацией упругого элемента опоры кабины автомобиля и ускорением рамы в месте крепления опоры; 2 — фазовый угол между этими двумя процессами ( $v = 60$  км/ч, Бульжник)

ложение оси декартовой системы координат — математическими ожиданиями углов  $\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$ . Точки входа внешних возмущений на конструкцию выбраны правильно, если их положение дает максимальное приближение к эксплуатационному режиму нагружения исследуемого узла автомобиля.

Именно это и обеспечивает разработанная методика математического моделирования на ЭВМ стендовых испытаний, позволяющая еще на этапе планирования эксперимента оценивать эффективность подключения силовых возбудителей в том или ином месте автомобильной конструкции.

В соответствии с методикой на первом этапе стендовых испытаний на математическую модель конструкции в точках входа внешних возмущений подается так называемый статистически независимый «белый» шум, и при помощи системы программ «Авто-0» определяется реакция модели в точках регистрации эксплуатационной нагруженности исследуемого узла. Затем, на втором этапе, при помощи программ

«Авто-1», по описанному выше алгоритму определяется матрица передаточных функций МПФ модели исследуемого объекта.

Полученная таким образом МПФ и зарегистрированный на дороге многомерный эксплуатационный процесс нагружения в контрольных точках позволяют на третьем этапе при помощи системы «Авто-1» решить обратную задачу: определить псевдослучайные внешние возмущения на силовых возбудителях, имитирующих эту нагруженности в точках регистрации эксплуатационных режимов.

На следующем — четвертом — этапе при помощи системы «Авто-0» определяют псевдослучайный процесс нагруженности модели исследуемого объекта в точках регистрации его эксплуатационной нагруженности. Затем проводят анализ двух процессов и, в случае их удовлетворительного совпадения, рассматривают (по описанной выше методике) возможность уменьшения числа используемых силовых возбудителей для каждой точки входа возмущения. Если это удастся, то для оценки точ-

ности воспроизведения в стендовых условиях эксплуатационной нагруженности исследуемого объекта последний этап синтеза необходимо повторить и определить псевдослучайный многомерный процесс нагруженности с минимально возможным числом используемых силовых возбудителей.

Изложенная выше методика синтеза схем нагружения автомобильных конструкций в стендовых условиях позволила специалистам ЗИЛа уже на стадии разработки методики испытаний кабины грузового автомобиля оценивать достоверность имитации ее эксплуатационной нагруженности на стенде при использовании минимально возможного количества силовых возбудителей.

Таким образом, семейство программ под общим названием «Авто» составляет комплекс автоматизированных систем, предназначенный для планирования, подготовки и проведения ресурсных стендовых испытаний сложных конструкций, а также доводки по установочной прочности деталей, узлов и агрегатов автомобилей.

# ТЕХНОЛОГИЯ МАТЕРИАЛЫ

УДК 621.791.14:629.113.002.2

## Сварка трением

Канд. техн. наук В. П. ВОИНОВ, Б. А. ТЯГЕЛЬСКИЙ

Челябинский конструкторско-технологический институт автоматизации и механизации автомобилестроения

**А**ВТОМОБИЛЬНЫЕ детали и узлы работают в условиях значительных знакопеременных и ударных нагрузок, что предъявляет к ним высокие требования по прочности и надежности. Проведенные исследования показали, что этим условиям в полной мере соответствуют соединения, выполненные сваркой трением: они имеют высокую статическую, ударную и усталостную прочность при растяжении, изгибе и кручении. Именно поэтому, а также вследствие своей простоты и высокой производительности сварка трением получила широкое распространение как у нас в стране, так и за рубежом. Например, фирма Катерпиллер (США), являющаяся создателем

способа инерционной сварки, перешла на сварку трением 368 различных изделий (предкамера дизеля, ротор турбокомпрессора, тракторные катки, биметаллические втулки, тяги, проушины, штоки с коваными головками гидравлических систем и др.). Замена сложных поковок (например, валов трансмиссии с зубчатыми колесами и блоков шестерен) простыми, с последующей их сваркой трением, широко осуществляется предприятиями французских фирм Пежо и Ситроен (в ряде случаев число соединяемых в изделие элементов достигает четырех). В Японии работает более 1200 машин для сварки трением, в том числе около 600 в массовом производстве изделий (предкамера дизеля с ловушкой

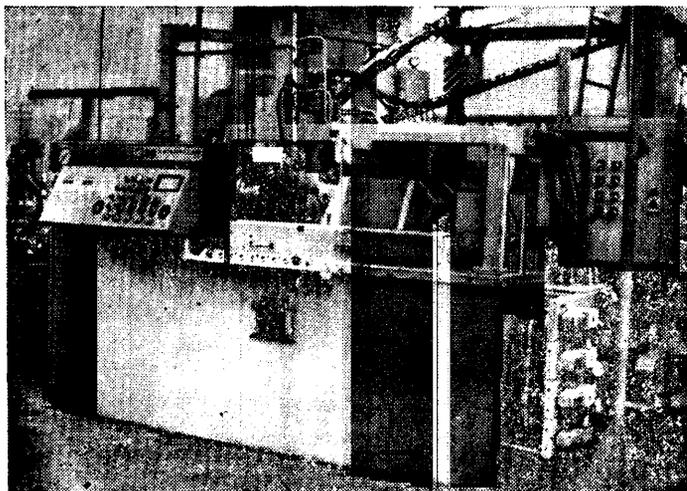


Рис. 1

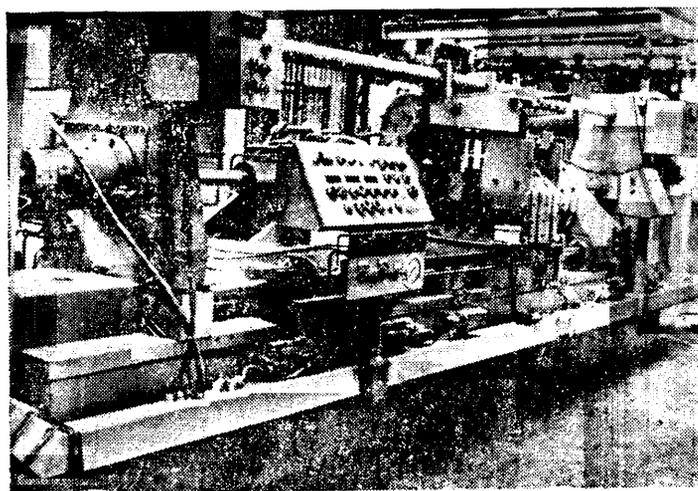


Рис. 2

Наименование и модель оборудования	Частота вращения шпинделя, мин <sup>-1</sup>	Осевое усилие, кН	Диаметр заготовки, мм		Длина заготовки, мм		Производительность, шт/ч	Группы деталей
			стержня	трубы	вращающейся	невращающейся		
Полуавтомат ПСТМ-1,5	3140; 4000; 5000	15	8—16	8—22	15—875	Не ограничена	180	Тяги, рычаги управления и другие сочетания стержня или трубы с деталями сложной формы
Полуавтомат ПСТ-КВ-1	1000	70	—	38—77	70—400	300—1300	100—120	Карданные валы трех типов
Полуавтомат ПСТ-РШ	1500	150	20—35	35—55	80—400	300—1300	100—120	Труба (стержень) с головкой (наконечником)
Полуавтомат ПСТ-5	1500; 3000	50	15—25	20—35	60—900	Не ограничена	150—200	Тяги, рычаги управления и другие сочетания стержня или трубы с деталями сложной формы, валы, червяки рулевого управления и др.
Полуавтомат ПСТ-10	1000; 2000	100	20—35	30—60×5	70—120	140—1000	120—150	Тяги, рычаги управления и другие сочетания стержня или трубы с деталями сложной формы, валы, червяки рулевого управления, узлы телескопических амортизаторов, штоки гидроподъемников и др.
Полуавтомат ПСТ-25	900; 1800	250	До 55	До 60—100	До 160	До 1500	100—140	Полуоси задних мостов, кожухи полуосей и др.
Полуавтомат ПСТ-50	700; 1000	500	70	100	До 190 (Ø 100) До 400 (Ø 50)	140	80—110	Скользящие валки, кожухи полуосей, узлы гидроцилиндров и др.
Автомат сварки вловтулок АСТВ-5	2000	40	—	40	До 50	До 50	300	Заготовки корпуса втулки заднего колеса велосипеда
Автомат сварки клапанов двигателей АСТК-5	4000	50	9—14	—	12—110	60—170	До 500	Биметаллические заготовки впускных и выпускных клапанов двигателей внутреннего сгорания

для внутреннего грата, крупногабаритные детали типа вал — фланец, кожух заднего моста автомобиля). Известны примеры сварки катков, деталей кривошипно-шатунного механизма автомобильного двигателя, деталей карданного вала и гидросистем. Особый интерес представляют результаты сварки труб диаметром 96×5 мм из чугуна с шаровидным графитом со стальными деталями: прочность сварных соединений на изгиб и растяжение оказывается близкой к прочности основного металла, разрушение происходит по чугуну.

Большое внимание развитию сварки трением уделяется на предприятиях Польской Народной республики. В качестве примеров ее использования могут служить замена сложных поковок на простые с применением сварки (полуось заднего моста автомобиля), одновременное соединение трех деталей (рычага — педали — звездочки — оси велосипеда) и др. Широко известны также работы в области сварки трением, которые проводятся английской фирмой Кларк (биметаллический клапан двигателя, кожух заднего моста автомобиля, и др. детали трансмиссии, сверла и т.п.).

В нашей стране большой опыт развития технологии сварки накоплен на многих предприятиях. Примером высокой эконо-

номичности может служить инерционная сварка биметаллических клапанов деталей на ВАЗе, где используются автоматы модели 90В производительностью 420 шт/ч (рис. 1). Много машин для сварки трением используется в основном и инструментальном производствах КамАЗа: сварка реактивных штанг (рис. 2), биметаллических клапанов двигателей, картеров заднего и среднего мостов и др. На ЗИЛе работают установки для сварки трением карданных валов. На ВАЗе, ГАЗе и УАЗе используются машины для сварки трением узлов телескопических амортизаторов автомобилей, позволяющие соединять одновременно три детали, одна из которых имеет термоупрочненную наружную поверхность, обработанную по высокому классу точности (узел штока с проушиной в сборе). На этих машинах очень интересно выполнено (А. с. 509366, СССР) зажимное устройство штока и крышки амортизатора: оно фиксирует их двумя связанными с общим приводом цапгами, причем фиксирует в строго ориентированном положении относительно оси общей оси. Цапги расположены внутри конусной втулки.

Для сварки трением на предприятиях отрасли используются автоматы и полуавтоматы, типаж которых приведен в в таблице.

Полуавтомат ПСТМ-1,5 (рис. 3) выполнен с учетом современных компоновок и рекомендаций Всесоюзного научно-

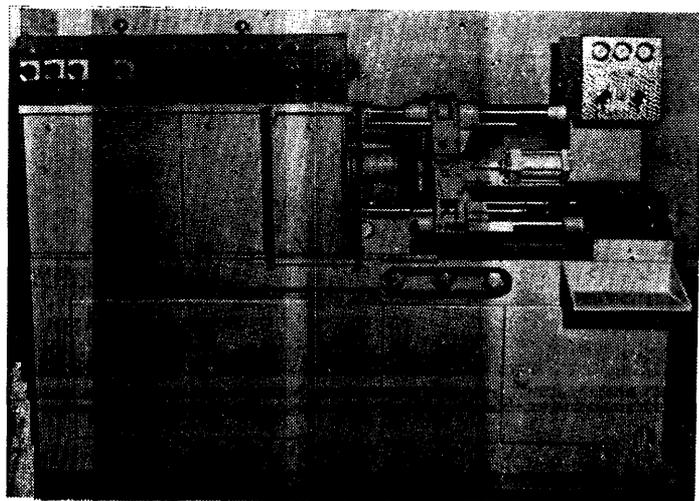


Рис. 3

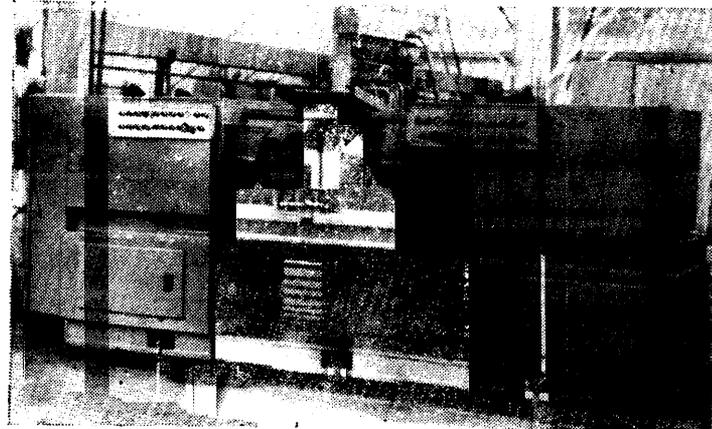


Рис. 4

исследовательского института технической эстетики, его конструктивные решения направлены на обеспечение полной автоматизации сварочного процесса и вспомогательных операций. Производительность полуавтомата — 160—180 шт./ч, частота вращения рабочего шпинделя 4000 мин<sup>-1</sup>, развиваемое осевое усилие до 15 кН, номинальная мощность электродвигателя 13 кВт. Шпиндельный узел может оснащаться механизмом (А. с. 361034 и 446376, СССР) удаления наружного грата в процессе его образования при сварке. Рабочее перемещение реза механизма осуществляется автоматически, под действием центробежной силы грузов, установленных на конце рычага с резаком.

Полуавтомат ПСТ-РШ (рис. 4) предназначен для сварки узла реактивных штанг. Его производительность составляет 120—130 шт./ч, частота вращения рабочего шпинделя 1000 мин<sup>-1</sup>, развиваемое осевое усилие до 150 кН, номинальная мощность электродвигателя 30 кВт. Поскольку назначение полуавтомата — соединять одновременно три детали, его кинематическая схема выполнена с учетом синхронизации перемещения вращающихся концевых деталей под действием осевого усилия сжатия. Осуществлен гидравлический механизм синхронизации. Гидравлическая станция выполнена в виде отдельного блока. На шпиндельных бабках размещены два специальных патрона (А. с. № 806317, СССР) для закрепления концевых деталей, обеспечивающих зажатие детали от одного привода по двум взаимно перпендикулярным базам, отношение геометрических размеров (высоты) которых находится в соотношении 1:2. Траверса полуавтомата оснащена механизмом автоматической загрузки и средней детали (трубы, стержня) и выгрузки сваренного узла. Осевой размер готового изделия выполняется с допуском по длине, равным 0,5 мм; здесь использованы особенности нагрева деталей при сварке со скоростью осадки порядка 0,2 мм/с и автоматический контроль длин исходных деталей с учетом их допусков до и в процессе сварки (А. с. 831458 и 863255, СССР).

По схеме, аналогичной схеме полуавтомата ПСТ-РШ, изготавливаются полуавтоматы ПСТ-КВ-1 для сварки трением карданных валов автомобилей. Они внедрены на Ульяновском заводе «Автозапчасть» и Брянском автозаводе.

Полуавтомат ПСТ-50 (рис. 5) предназначен для сварки деталей сечением до 5000 мм<sup>2</sup>. Его производительность 80—100 шт./ч, частота вращения рабочего шпинделя 1000 (700) мин<sup>-1</sup>, развиваемое осевое усилие до 500 кН, номинальная мощность электродвигателя 75 кВт.

Разработаны также специальные автоматы для сварки трением корпуса втулки заднего колеса велосипеда и заготовок биметаллических клапанов двигателей.

Применение сварки трением обеспечивает не только высокое качество автомобильных деталей, но и дает значительную экономию металла, энергии, денежных средств, высвобождает значительное число работающих. Например, только за годы X пятилетки благодаря ей в отрасли было сэкономлено почти 3 тыс. т металла, а экономический эффект составил почти 1,2 млн. руб.

В XI пятилетке мероприятиями по научно-техническому

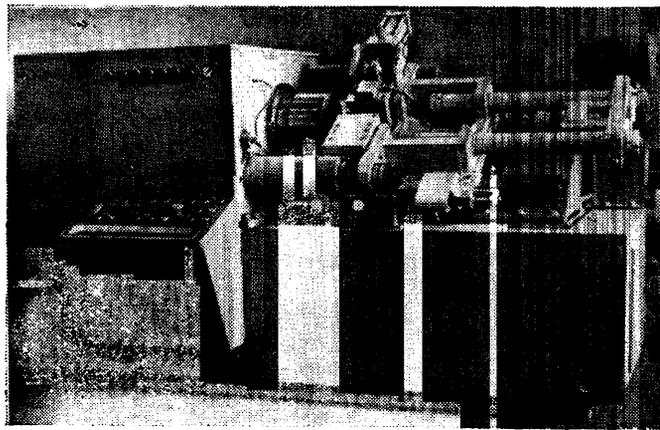


Рис. 5

прогрессу отрасли предусмотрено, что сварка трением будет применяться еще шире. В частности, планируется постановка на производство полуавтоматов ПСТ-10 и ПСТ-5; автомата АСТК-5 для сварки биметаллических клапанов и др.; поиск дополнительной номенклатуры деталей для перевода на сварку трением, прежде всего за счет широкого распространения этого метода в кузнечном производстве штамповых заготовок. При этом намечено расширить разработку расчетно-экспериментальных методов проектирования технологии и оборудования для сварки трением на основе использования преимуществ обычного и инерционного процессов, способствующих повышению уровня усталостной прочности сварных соединений. Видимо, пройдет промышленную апробацию система устройств для полной автоматизации загрузочных и разгрузочных операций в процессе сварки трением, основанная на повышении надежности работы оборудования за счет уменьшения числа механизмов с зажимными элементами, участвующих в передаче свариваемых заготовок и готового изделия с одной технологической позиции на другую; опорные узлы шпиндельной бабки с хорошо зарекомендовавшими себя в прокатном производстве тяжело нагруженными упорными подшипниками качения и гидравлическими элементами, обеспечивающими равномерность распределения осевой нагрузки на стыках свариваемых деталей; кинематические схемы зажимных устройств для деталей сложной формы, позволяющие расширить номенклатуру изделий, изготавливаемых сваркой трением, и унифицировать сварочную оснастку; способы и устройства для сварки трением деталей с окончательной механической обработкой, например, вала и шестерни с внешним зацеплением, в целях использования метода на этапе финишной обработки изделий. Все это позволит повысить технологическое совершенство процесса сварки трением, ее производительность и качество.

Автомобильная промышленность, № 11, 1982 г.

УДК 620.178.169:669-15

## Износостойкость образцов из стали и чугуна, упрочненных лазерным лучом и обычными методами

П. П. ГОЛУБЕВ, П. С. ГУРЧЕНКО, М. В. КАБАКОВИЧ, А. И. КОРУНЧИКОВ

Минский автозавод

**Х**ОДОВОЙ ресурс автомобиля ограничивается, как известно, износом отдельных деталей, особенно тех, чей ресурс относительно невелик. Как правило, это детали, не поддающиеся или плохо поддающиеся обычным методам термоупрочнения. Поэтому изыскание и применение высокоэффективных методов поверхностного упрочнения из проблемы частной (ресурс отдельной детали) превращается в проблему большого народнохозяйственного значения (ресурс автомобиля).

Одним из прогрессивных, получающих все более широкое распространение

методов поверхностного упрочнения стальных и чугунных деталей является лазерная закалка, выполняемая при помощи отечественных газовых лазеров непрерывного действия типов «Кардамон» и «Катунь» мощностью до 1 кВт. Как показал опыт, лазерная термообработка наиболее целесообразна и дает наибольший эффект при обработке деталей сложной конфигурации, корабление которых должно быть сведено к минимуму, а также деталей, у которых термоупрочнению подвергаются небольшие участки. Упрочненный слой обладает хорошими прочностными и стойкостными свойствами.

Лазерной закалке подвергается лишь тонкий (толщиной 200—500 мкм) поверхностный слой, вся остальная масса детали не нагревается, поэтому при переходе на нее получается большая экономия тепла и электроэнергии, времени и труда (из технологического процесса исключаются обычные методы закалки). Например, общие приведенные затраты энергии на закалку детали массой 10 кг в печи, ТВЧ и лазерным нагревом относятся как 1:0,2:0,005. Поэтому понятно, почему на Минском автозаводе, как и на других ведущих отечественных машиностроительных заводах, ведутся работы по ис-

следованию возможности применения лазерного упрочнения различных деталей автомобиля. В частности, определяется номенклатура деталей и материалов, для которых применение лазерного упрочнения наиболее эффективно, а также его место среди других видов упрочнения. Результаты сравнительных испытаний на износостойкость по-разному обработанных образцов из стали и чугуна, наиболее широко применяемых для изготовления деталей автомобиля (цементируемые стали 20 и 20ХНЗА; стали 35, 40, 45, 40Х, 40ХН и ШХ15СГ; чугуны Сч 24—44 и Кч 37-12) приведены ниже.

Так, цементируемые стали 20 и 20ХНЗА испытывались на износостойкость в нормализованном состоянии, в состоянии цементации, закаленным после цементации с повторного нагрева, а также после упрочнения лазерным излучением во всех перечисленных состояниях. Цементация образцов производилась на глубину 1—1,3 мм в печи У105 в атмосфере природного газа при температуре 1200 К. Охлаждение после цементации — на воздухе. Закалка после повторного нагрева до температуры 1130 К — в воду (сталь 20) или в масло (сталь 20ХНЗА). После закалки часть образцов подвергалась отпуску при 430 К.

Стали 35, 40, 45, 40Х, 40ХН испытывались в нормализованном состоянии, после поверхностной закалки ТВЧ, после упрочнения методом нитроцементации при индукционном нагреве и последующей поверхностной закалки, а также после упрочнения лазерным лучом в нормализованном состоянии. Поверхностная закалка проводилась при нагреве до оптимальных температур в индукторе (от лампового генератора ЛЗ107В) в течение 7—8 с, при этом время аустенизации составляло 3—4 с. После закалки делался отпуск при 430 К. Глубина закаленного слоя составляла 2—2,5 мм. Нитроцементация образцов из стали 40, 40Х, 40ХН осуществлялась при нагреве насыщаемой поверхности в индукторе (от генератора ЛЗ107В) в парах триэтиламина до температуры 1370 К и выдержке при этой температуре в течение 2,5—3,0 мин. После повторного нагрева от

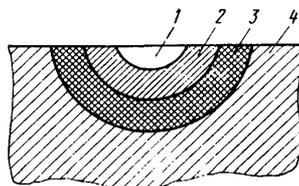


Рис. 1. Строение дорожки лазерного упрочнения:  
1 — зона оплавления; 2 — зона закалки; 3 — зона термического влияния; 4 — исходная структура

этого же генератора и закалки упрочняемая поверхность имела три слоя: диффузионную и закаленную зону глубиной 0,2—0,3 мм с мартенситной структурой и с 50—70% остаточного аустенита; зону традиционной закалки ТВЧ глубиной 2—2,5 мм со структурой мартенсита и троостомартенсита; сердцевину в нормализованном состоянии.

Для проведения исследований по лазерному термоупрочнению, выбору оптимальных параметров лазерного луча (энергетических, пространственных), определению скорости обработки, а также для проверки износостойкости сталей и чугунов были изготовлены образцы (ролики определенных размеров). В связи с тем, что коэффициент отражения лазерного излучения от поверхности металлов очень высок, образцы перед лазерной обработкой пришлось «чернить». Как известно, в качестве поглощающих покрытий можно использовать окисные пленки металлов, углеродные порошки, фосфатные соединения. С ними поглощающая способность металлов резко повышается, а главное, почти не зависит от температуры, качества обработки поверхности, угла падения излучения, и обеспечивается точный контроль за такими важными параметрами закалки, как ее глубина и однородность. Такими же свойствами обладает и напыляемая простейшим пульверизатором жидкая белая эмульсия, разработанная в НИИТавтопроме. В случае необходимости нанесенный слой эмульсии легко смывать водой, при работе детали он исчезает с ее поверхности в течение 0,5 мин и на износ не влияет.

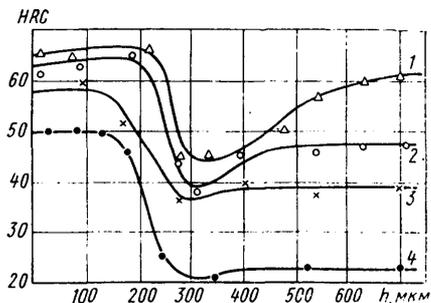


Рис. 2. Изменение твердости по глубине зон лазерного упрочнения для образцов из стали 20ХНЗА после предварительной термообработки:  
1 — цементация, закалка до HRC 62; 2 — цементация, закалка, отпуск до HRC 50; 3 — цементация, HRC 40; 4 — нормализация, HRC 24

Для лазерной закалки применялся газовый лазер ЛГН-702 на CO<sub>2</sub> («Кардамон»), работающий в непрерывном режиме. Длина волны — 10,6 мкм, мощность выходного излучения — 500—600 Вт. Фокусировка излучения на обрабатываемой поверхности выполнялась при помощи длиннофокусной линзы (фокусное расстояние — 300 мм) из кристалла поваренной соли. Излучаемый луч поворачивался оптической системой вниз по вертикали и, проходя через лазерный «резак», падал на вращающийся образец. На каждом образце делалось 5—6 лазерных дорожек.

Опыты показали, что лучшее упрочнение получается при диаметре сфокусированного пятна (ширине дорожки) около 1—1,5 мм и линейной скорости обработки, равной 1,4 м/мин. Средняя плотность мощности при этом составляла (1,5—2)·10<sup>4</sup> Вт/см<sup>2</sup>. При таких параметрах температура обработки поверхности была близка к температуре плавления металла. Как оказалось, процесс лазерной закалки с небольшим оплавлением металла обеспечивает весьма высокое качество поверхности, исключает деформацию детали.

Металлографическими исследованиями образцов, упрочненных лазерным лучом, установлено (рис. 1), что дорожка упрочнения в поперечном сечении имеет

Марка стали или чугуна	Вид обработки	Средний износ за 1 ч испытаний, мг			Твердость, HRC	Марка стали или чугуна	Вид обработки	Средний износ за 1 ч испытаний, мг			
		Средний износ за 1 ч испытаний, мг	Относительная износостойкость	Твердость, HRC				Средний износ за 1 ч испытаний, мг	Относительная износостойкость	Твердость, HRC	
20	Нормализация	765	0,05	—	40	Закалка ТВЧ+отпуск при 430 К	43	0,91	54		
	Нормализация+лазерная обработка	420	0,09	26			37	1,05	59		
	Цементация+нормализация	61	0,64	22		40Х	Закалка ТВЧ+отпуск при 430 К	48	0,81	52	
	Цементация+закалка+отпуск при 430 К	39	1	59				28	1,39	61	
Цементация+лазерная обработка	38	1,03	62	40ХН	Нитроцементация ТВЧ+закалка ТВЧ+отпуск	56	0,70	58			
20ХНЗА	Нормализация	140	0,28			24	23	1,70	61		
	Нормализация+лазерная обработка	124	0,31	50	ШХ15СГ	Закалка+отпуск при 430 К	38	1,03	58		
	Нормализация+лазерная обработка	50	0,78	40			Сч 24-44	Отжиг	240	0,16	19
	Цементация+нормализация	33	1,18	57					40	0,98	59
Цементация+закалка+отпуск при 430 К	36	1,08	62	Кч 37-12			Отжиг+лазерная обработка	665	0,06	17	
Цементация+лазерная обработка	32	1,22	64		30	1,3		55			
35	Нормализация	970	0,04	18	Высокопрочный чугун	Отжиг	300	0,13	22		
	Нормализация+лазерная обработка	—	—	64			35	1,12	60		
45	Нормализация	974	0,04	18							
	Нормализация+лазерная обработка	60	0,65	61							

вид сегментной лунки, строение которой зависит от состава и исходного состояния материала. В центре дорожки расположена зона 2 со слаботравящейся структурой, состоящая из мелкодисперсного мартенсита или мартенсита и аустенита, имеющая высокую твердость ( $HRC\ 60—65$ ). При упрочнении поверхности в режиме оплавления в центре этой зоны наблюдается зона 1 закаленного из жидкого состояния металла. На стальных образцах она также имеет структуру мартенсита и аустенита, а на чугунах — состоит из мелкодисперсного ледебурита, аустенита и небольшого количества мартенсита. Твердость зоны оплавления и зоны закалки как на стальных образцах, так и на чугунных почти одинакова. Зона 3 имеет форму кольцевой полосы, концентричной двум первым зонам, и отличается неустойчивостью как по структуре, так и по твердости. Так, при лазерном упрочнении предварительно нормализованных или отожженных образцов из стали 20ХНЗА, в ней наблюдается (рис. 2) постепенный переход от твердости и структурной полноты и неполноты закалки к исходной структуре и твердости. При упрочнении закаленных образцов в этой зоне протекают процессы закалки (упрочнения) и процессы отпуска: между зоной лазерной закалки и исходной структурой (основой) обнаруживается зона отпуска, в которой твердость ниже.

Общая глубина зоны упрочнения лазерным излучением составляет  $0,2—0,3$  мм.

Сравнительные испытания на износостойкость для всех указанных выше образцов проводились на машине трения МИИ-М. Исследуемый образец работал в паре с контртелом, изготовлен-

ный из стали ШХ15СГ и закаленным до  $HRC\ 57—59$ . Общая нагрузка на ролики в процессе трения составляла  $0,8—0,9$  кН, частоты вращения верхнего и нижнего валов были равны соответственно 200 и 220 мин<sup>-1</sup>. Исследуемый образец, кроме вращательного движения, совершал и возвратно-ступательное. Процесс трения происходил в жестком режиме — без масляной ванны. Образцы взвешивали через каждый час работы с точностью до 0,1 мг.

Результаты испытаний образцов на износостойкость, а также сведения об термообработке и поверхностной твердости приведены в таблице. Для удобства сравнения эффективности различных методов поверхностного упрочнения износостойкость образцов из стали 20 (после цементации, закалки и отпуска) в таблице принята за базовую и равную единице, а всех других сравнивается с ней.

Из таблицы и рис. 2 видно, что применение лазерной обработки при упрочнении малоуглеродистых сталей (сталь 20, сталь 20ХНЗА) наиболее эффективно после их цементации. В этом случае и твердость и износостойкость образцов сравнимы и даже выше, чем у образцов, цементированных и закаленных обычными методами. По сравнению с образцами только нормализованными и затем упрочненными лазерным лучом твердость выше в 2—3 раза, износостойкость — в 5—10 раз и более. Упрочнение же лазерным лучом этих сталей, уже закаленных обычным способом, не дает практически никакого эффекта — их твердость и износостойкость возрастают незначительно. Таким образом, лазерное упрочнение

сталей 20 и 20ХНЗА наиболее экономично и выгодно проводить непосредственно после их предварительной цементации.

Стали 35 и 45 тоже хорошо упрочняются лазерным лучом. Стали же 40, 40Х, 40ХН хорошо упрочняются без лазерной обработки: нитроцементация и последующая поверхностная закалка при индукционном нагреве обеспечивают износостойкость образцов в 1,5—2 раза более высокую, чем базовых образцов.

Лазерное упрочнение исследованных чугунов дает хороший эффект: их твердость, по сравнению с образцами после отжига, возрастает в 2—3 раза, износостойкость — в 5—15 раз и более и находится на уровне закаленных сталей.

Необходимо отметить, что износостойкость образцов, закаленных лазерным излучением, может быть значительно повышена при увеличении числа лазерных дорожек на их поверхности, а также при проведении испытаний на трение и износ в масляной ванне: промежуток между лазерными дорожками являются хорошими накопителями и носителями смазочного вещества.

Исходя из полученных результатов можно сделать вывод, что метод лазерного термоупрочнения является действительно высокоэффективным. Он может конкурировать с обычными методами термической закалки, а для многих деталей даже заменять их как более экономичный по энергозатратам и затратам времени. Кроме того, лазерное упрочнение может применяться для тех деталей, которые коробит и «ведет» при обычных методах закалки, а также тех, которые не поддаются или плохо поддаются обычным методам закалки.

УДК 621.9.025.7

## Применение инструментов, оснащенных режущей керамикой и синтетическими сверхтвердыми материалами

Канд. техн. наук Л. А. БРАХМАН, М. В. КОНОВАЛОВА  
НИИТавтопром

**Т**РАДИЦИОННЫЙ состав инструментальных материалов пополнился за последние годы синтетическими сверхтвердыми материалами и режущей керамикой (минералокерамикой) повышенной эксплуатационной прочности. Например, инструменты, оснащенные синтетическими алмазами, успешно работают при тонком и чистовом точении деталей из цветных сплавов; для обработки серого чугуна, закаленных стальных и чугунных деталей нашли применение режущая керамика и инструменты на базе кубического нитрида бора (см. таблицу). Такое распределение функций вполне понятно: применению инструментов из синтетических алмазов при обработке черных металлов препятствует их химическое родство и недостаточная теплостойкость (970—1070 К). Поликристаллы кубического нитрида бора лишены этих недостатков. Их устойчивость при нагревании на воздухе сохраняется до температуры 1450—1500 К.

Алмазными инструментами обрабатывают поршни из алюминиевых сплавов (АЛ 30 и высококремнистый ВКЖЛС-2), бронзовые втулки шатунов, толкателей и др. Скорости резания при тонком точении находятся, как правило, в пределах 200—250 м/мин, что далеко не исчерпывает возможностей алмазного инструмента и обычно зависит от ограничений, накладываемых оборудованием или необходимой производительностью. (Рекомендуемый диапазон скоростей резания составляет 300—700 м/мин). Величина подачи определяется в основном требованиями к шероховатости поверхности и в большинстве случаев составляет  $0,03—0,08$  мм/об, а на отдельных операциях например при obtачивании юбки

поршня — до 0,18 мм/об. Таким образом, для успешного использования возможностей алмазного инструмента нужны быстроходные станки с плавной подачей и высокими показателями по точности и жесткости.

Незакаленные серые чугуны твердостью до  $HV\ 241$  — основная группа материалов, обрабатываемых в основном производстве с применением режущей керамики ВЗ и ВОК60, композита-01 и композита-10 на операциях чистового и тонкого точения с глубиной резания до 1 мм. Диапазон скоростей резания для режущей керамики, композита-01 и композита-10 практически одинаков и составляет 300—500 м/мин. Но он, как и в случае применения алмазного инструмента, не является предельным (в большинстве случаев определяется возможностями станков). Конкретные области применения композитов и режущей керамики в значительной степени определяются применяемыми подачами. У композита-01 примерно в 2 раза меньше радиусы скругления режущих кромок. При небольших подачах (примерно до 0,15 мм/об) композит-01 обеспечивает меньшие силы резания и лучшую чистоту поверхности, более износостоек и, как правило, предпочтительнее. При больших подачах композит-01 сохраняет свое преимущество в износостойкости, по остальным же показателям практически аналогичен керамике ВОК 60, поэтому выбор того или другого материала определяется организационными, экономическими и конъюнктурными соображениями. Рабочим диапазоном подачи для режущей керамики следует считать  $0,15—0,5$  мм/об (наиболее распространенный диапазон  $0,2—0,4$  мм/об), а для композита-01 —  $0,05—0,025$  мм/об.

Обрабатываемые материалы	Обработка типовых деталей	Материал инструмента	Характерные режимы резания			Характерный износ инструмента по задней поверхности, мм
			v, м/мин	s, мм/об	f, мм	
Алюминиевые сплавы, бронза, баббит	Обтачивание и растачивание поршней; растачивание шатунов; коромысел; клапанов; отверстий в блоке цилиндров под распределительный вал	Карбонадо и двухслойные пластинки СВБН	200—250	0,03—0,08	0,1—0,3	0,1—0,3
Серый чугун (HB 241)	Растачивание гильз цилиндров, тормозных барабанов, блоков цилиндров; подрезка торцев маховиков и тормозных дисков	ВЗ, ВОК 60 Композит-01 (эльбор-Р)	300—500 300—500	0,12—0,45 0,05—0,25	0,25—0,7 0,2—0,4	0,25—0,5 0,2—0,3
Стали (HRC 56—62)	Подрезка торцев шестерен, растачивание полуосей	Композит-01	90—100	0,07—0,15	0,3—0,4	0,2—0,3
Специальные чугуны твердостью: HRC 45—50 HRC 48—54 HRC 50—60	Растачивание и обтачивание гильз цилиндров; растачивание фаски седла клапана на проход с планетарного суппорта; растачивание фаски седла клапана с врезанием	ВОК 60 Композит-01 Композит-01 Композит-10 (гексанит-Р)	150—200 60 110	0,16—0,23 0,06 0,06	0,4—1,0 0,5 —	0,25—0,5 0,3 0,6

Наиболее перспективной областью применения режущей керамики и композитов при обработке незакаленных чугунов в массово-поточном производстве является обработка деталей с большими поверхностями (тормозные барабаны, гильзы и блоки цилиндров, маховики, диски тормозов), т. е. там, где в случае применения твердосплавных инструментов требуются станки-дублиеры на одной операции. Режущая керамика и композиты в этом случае обеспечивают повышение скоростей резания в 2—4 раза, что позволяет отказаться от этих станков.

Высокие скорости резания и пониженная прочность инструментов из режущей керамики и композитов по сравнению с твердосплавными требуют применения быстроходных, мощных, жестких и виброустойчивых станков. Повышенные требования предъявляются и к технологической оснастке (зажимным патронам, вспомогательным инструментам), а также к отводу стружки и ограждению рабочих зон станков.

Режущая керамика на предприятиях отрасли применяется пока только на операциях чистового точения. Однако есть уже опыт использования ее и при снятии значительно больших припусков — до 3—6 мм на сторону, когда применение композитов современной номенклатуры исключается, причем с указанными припусками обрабатываются не только чугуны, но и стальные детали. Естественно, при обработке со значительными припусками особое значение приобретают мощность и жесткость станков, а также соблюдение специальных правил при проектировании операционной технологии и инструментальных наладок, в том числе повышение на-

дежности работы инструментов при врезании и выходе за счет уменьшения подач на этих участках или снятие фасок на предыдущих переходах, обеспечивающее плавное изменение сил резания.

Инструменты, оснащенные режущей керамикой и композитами, применяются при тонком точении ряда закаленных чугунных и стальных деталей, в том числе седел клапанов твердостью HRC 48—54 и HRC 50—60, гильз цилиндров — HRC 45—50, а также при растачивании отверстий и подрезке торцев стальных деталей твердостью HRC 56—62. Глубина резания при обработке закаленных чугунных и стальных деталей 0,3—0,5 мм, величина подач — 0,06—0,15 мм/об, скорость резания — 70—150 м/мин. При обработке деталей относительно невысокой твердости применяются большие сечения среза (например, гильзы цилиндров твердостью HRC 45—50 обтачиваются с глубиной резания 2 мм и подачей 0,16 мм/об).

Применение резцов, оснащенных режущей керамикой и композитами, при точении закаленных материалов позволяет в 2 раза повысить производительность, по сравнению с производительностью при внутреннем шлифовании.

Сопоставляя области применения композита-01 и композита-10, можно отметить преимущество последнего при точении прерывистых поверхностей в усложненных условиях обработки (например, при точении седел клапанов с поперечным врезанием). При усложненных условиях обработки прочностные свойства композита-01 обычно оказываются достаточными.

УДК 629.113-03:629.113.042.2

## Ткани в конструкции сидений автомобилей

В. А. САУТЕНКОВА, Н. Г. МОРОЗОВА, И. П. ХАЙНЕВСКИЙ, С. Л. ПОКРОВСКАЯ, Л. Х. ШАФИГУЛИНА

НИИАТМ, Кемеровский комбинат шелковых тканей

**П**РЕДПРИЯТИЯ Минавтопрома расходуют для технических целей более 30 млн. м хлопчатобумажных и льняных тканей, из них около 10% (в основном парусина и перкаллино) используют непосредственно в конструкции автомобилей. В том числе в качестве усилителей сидений, прокладок и т. д. (табл. 1).

Как известно, в процессе сборки сидений, особенно при натягивании чехлов обивки на металлический каркас, детали усилителей сидений претерпевают значительные механические нагрузки от усилий, прилагаемых сборщиком. Поэтому основным требованием, предъявляемым к материалу усилителей сидений, является высокая разрывная нагрузка: для полоски шириной 50 мм она должна быть не менее 450 Н по основе и 250 Н — по утку. Ткань не должна также осыпаться, иметь минимальную подвижность, так как небольшие по размерам детали усилителей (60×270 мм, 100×150 мм и т. д.) при подвижной

структуре материала могут изменить как форму, так и прочностные показатели. Кроме того, в соответствии с общими требованиями к конструкционным автомобильным материалам, от нее требуются грибоустойчивость (ГОСТ 9.048—75) и неопасность (РТМ 37.001.028—76), способность не накапливать статическое электричество,

чтобы не осложнились процессы раскроя и пошива деталей (табл. 2).

Примерно такие же требования предъявляются к материалам для прокладок, подкладок и др. (Только требования по прочности здесь несколько ниже, например, прочность прокладок обивки сидений, не испытывающих больших нагрузок, может не превышать 150 Н).

Таблица 1

Ткань	ГОСТ, ТУ	Назначение
Парусина	ТУ 17 РСФСР 2368—74	Усилитель обивки переднего сиденья
Перкаллино А	ТУ РСФСР 52—2366—79	Усилитель обивки спинки переднего сиденья
Поковочная	ГОСТ 10452—72	Подкладка, прокладка каркаса сиденья
Хлопчатобумажная арт. 6307	ОСТ 17—574—76	Держатель прокладки, подкладка обивки
Миткаль	ГОСТ 9858—75	Подкладка сиденья
Мешочная	ГОСТ 19298—73	Прокладка набивки подушки и спинки заднего сиденья

Параметр	ГОСТ, ТУ	Технические требования	Серийные материалы для усилителей		Серийные материалы для подкладок		Рекомендуемые материалы	
			Парусина ГАЗ, арт. 2828	Перкаллино А арт. 7029	Ткань покровочная арт. 14116	Миткаль Т-11, арт. 6942	для усилителей, арт. 56323	для подкладок, арт. 75108, 75109
Сырьевой состав	—	—	Х/6 нити в основе и утке				Капроновая нить в основе и утке	Капрон—70%; вискоза—30% в основе и утке
Ширина, см	3811—72	80—140	100	100	80	106	130	109
Масса 1 м <sup>2</sup> , г	3811—72	110	110	100	102	102	130	140
Толщина, мм	3811—72	1,0	0,8	0,8	0,7	0,7	0,9	91
Разрывная нагрузка полоски 50X X200 мм, Н:	3813—72							0,6
по основе		Для усилителей { 441						
по утку		Для подкладок { 147	460	294	421	294	2662	513
Удлинение при разрыве полоски 50X X200 мм, %:	3813—72	245	245	216	176	235	1486	287
по основе		15	14	11	10	10	34	32
по утку		10	9	21	18	12	55	22
Грибоустойчивость, баллы	9.048—75	3	3	3	3	3	2—3	4
Огнеопасность, мм/мин	РТМ 37.001—028—76	100			Не огнеопасен			170, огнеопасен

Всем этим требованиям вполне удовлетворяют серийно выпускаемые хлопчатобумажные и льняные ткани, но, к сожалению, они дефицитны. Поэтому специалисты НИИАТМ ведут большую работу по исследованию материалов из химических волокон и нитей с тем, чтобы заменить ими материалы традиционные. В частности, были испытаны нетканые нитепрошивные полотна «Малмо» 14 и 22 классов из полиамидных нитей. Оказалось, что при настиле, разметке, раскрое усилителей и других деталей слои этого материала смещаются, искажая геометрию деталей и увеличивая трудоемкость пошива, а при натягивании чехлов обивок на подушки сидений и металлический каркас детали усилителей не выдерживают прикладываемой нагрузки. Гораздо

лучшие результаты показали капроновые и капроно-вискозные ткани Кемеровского комбината шелковых тканей: они в основном удовлетворяют предъявляемым требованиям. Например, капроновая ткань арт. 56323 после технологических испытаний в производственных объединениях АвтоВАЗ, «Москвич», КАМАЗ и «ГАЗ» рекомендована для усилителей сидений взамен парусины и перкаллино. Правда, было отмечено, что слои капроновой ткани при настиле скользят один относительно другого (особенно при механизированной раскладке). Однако опыт свидетельствует, что данный факт не следует рассматривать как принципиальную невозможность использования синтетических материалов в технологи-

ческих процессах такого типа: на швейных фабриках данная проблема успешно решена при помощи специальных электроножей и зажимных устройств, удерживающих многослойный настил в неподвижном состоянии.

Были исследованы также более легкие (и менее прочные) капроно-вискозные ткани арт. 75108 и 75109. В результате выяснилось, что эти ткани с успехом можно использовать для изготовления подкладки и прокладок сидений (правда, после повышения их огнестойкости).

Таким образом, исследования показали, что возможность замены в конструкции сидений автомобиля хлопчатобумажных тканей на синтетические имеется, и ее нужно использовать.

## ИНФОРМАЦИЯ

### НА ВДНХ СССР

УДК 621.793:620.197.002

#### ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ СОЗДАНИЯ ЗАЩИТНЫХ И ДЕКОРАТИВНЫХ ПОКРЫТИЙ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ

Одной из актуальных проблем современного машиностроения, особенно автомобилестроения, является создание покрытий для предупреждения коррозии деталей и узлов машин. Поэтому совсем не случаен тот большой интерес, который проявляется к постоянно действующей на ВДНХ СССР выставке «Достижения и передовые методы защиты от коррозии металла и изделий из него».

Выставка рассказывает о том, как создаются новые типы антикоррозионных покрытий, за счет чего повышаются сроки их эксплуатации, какие успехи достигнуты в механизации и автоматизации вновь созданных технологических процессов, как разрабатывается и внедряется прогрессивное автоматизированное оборудование для нанесения покрытий. Особое место среди экспонат-

тов отведено защитно-декоративным покрытиям — лакокрасочным и гальваническим.

Лакокрасочные покрытия, как известно, служат для антикоррозионной защиты и, одновременно, придают эстетический вид изделию. Выставка показывает, что современные методы позволяют наносить лакокрасочные покрытия на поверхности практически любых изделий, в том числе имеющих сложную конфигурацию и выполненных из самых различных материалов.

В автомобильной промышленности, в частности, этому способствуют новые технологические процессы подготовки поверхности, ее окраски, а также новые лакокрасочные материалы. Например, прогрессом в области технологии подготовки поверхности под окраску стали разработка и выпуск готовых к употреб-

лению составов: их применение очень экономично, так как сокращается расход химикатов, на 20—30% увеличивается срок службы лакокрасочных покрытий.

Процесс сравнительно легко механизуется и автоматизируется, обеспечивает стабильность обработки поверхности, уменьшает загрязнение окружающей среды. Поэтому его широко применяют например, при подготовке кузовов автобусов к окраске (мойка и пассивация поверхностей осуществляются одним и тем же составом типа УМК). Процесс позволяет исключить применение для пассивации хромового ангидрида, причем коррозионная стойкость изделия при новом процессе оказывается не хуже, чем при традиционных методах пассивации. Адгезия же лакокрасочного покрытия к металлу резко улучшается.

Режим подготовки кузовов автобусов перед окраской следующий:

Мойка, пассивация . . . . .	Струйный облив
Давление струи, МПа . . . . .	0,25—0,3
Моющая среда . . . . .	1%-ный водный раствор УМК
Температура, К:	
мойки, пассивации . . . . .	333—348
воздуха . . . . .	363—383
Продолжительность мойки, мин . . . . .	1—2
Среда для пассивации . . . . .	0,5% раствора УМК
Сушка . . . . .	Обдув подогретым вентиляруемым воздухом
Время сушки, мин . . . . .	7

Годовой экономический эффект от внедрения процесса на Львовском автобусном заводе им. 50-летия СССР составил 43 тыс. руб.

Подготовленную таким образом поверхность покрывают грунтом с ингибиторами коррозии, в результате чего коррозионная стойкость покрытия повышается примерно в 3 раза. Грунт (ГФ-020) готовят механизированным способом. Количество ингибиторов 0,1—1% массы грунта; вязкость приготовленного грунта — 20—22 Ст. Окраска производится методом воздушного распыления при давлении на грунт, равном 0,17—0,25 МПа, и давлением распыления — 0,45—0,5 МПа. Толщина слоя грунта равна 15 мкм: Сушка грунта — конвекционная, в течение 25 мин, при температуре 378 К.

Для окраски микроавтобусов, а также вагонов-рефрижераторов, выпускаемых отраслью, используется двухкомпонентная полиуретановая эмаль УР1224 белого, серого, синего, красного и желтого цветов. Она обеспечивает получение покрытия заданной толщины (50—60 мкм) при одностороннем нанесении по грунту ГФ-020, ГФ-021, ГФ-018 и отверждается при 100°C (373 К) в течение 30 мин.

На выставке показан также технологический процесс подготовки поверхности стали методом распыления перед окраской с применением составов КМ-1, АФ-1, КФ-1, предназначенный для получения микрокристаллической структуры фосфатных слоев с кристаллами размером 15—20 мкм и малой массой (1,3—3,0 г на 1 м<sup>2</sup> поверхности). Процесс обеспечивает высокое качество подготовки поверхности к последующей окраске. Годовой экономический эффект от его внедрения в народном хозяйстве — 1,66 млн. руб.

Большой интерес посетителей выставки вызывают современные методы защиты от коррозии кузовов, разработанные и применяемые на Волжском автозаводе им. 50-летия СССР. Основаны они на новых, водорастворимых электрофорезных грунтах, которые используются в комплексе с лакокрасочным покрытием, герметизацией сварных швов и консервацией скрытых сечений, что увеличивает коррозионную стойкость автомобиля в 2 раза.

Как очень эффективный расценивается способ защиты от коррозии, герметизации и повышения ресурса кузова, разработанный специалистами ГКТИ-автопрома и примененный на автомобиле ГАЗ-24 — заполнение пенопластами замкнутых полостей кузова (средних лонжеронов, «карманов» багажника, надколесных арок, порогов). Годовой экономический эффект от его внедрения составил 400 тыс. руб.

Показали новые методы защиты своей продукции от коррозии и специалисты

ЗИЛа. Например, для защиты системы выпуска отработавших газов автомобилей ЗИЛ от атмосферной и газовой коррозии они применяют коррозионно-стойкое, вибро- и ударнопрочное покрытие, созданное здесь же, на заводе. Это покрытие работает в диапазоне температур 213—870 К, имеет хорошую адгезию к металлам, сравнительно дешево (не содержит в своем составе дефицитных металлов), долговечнее традиционных в 2,5 раза. Годовой экономический эффект — 1 млн. руб.

Значительное место на стендах выставки уделено простым, эффективным и экономически целесообразным методам борьбы с коррозией в процессе эксплуатации, хранения и транспортировки изделий. Например, ингибиторам, которые используются в качестве добавок к рабочим и консервационным маслам и смазкам, а также ингибиторам в нейтральных средах, применяемым для защиты от коррозии систем водяного охлаждения и водоснабжения. Было продемонстрировано, например, ингибиторное покрытие ИП-27 для защиты от атмосферной коррозии изделий (механизмов, узлов, деталей) из стали, меди, алюминия и их сплавов, олова свинца, цинка и серебра. Покрытие наносится методом окунания в раствор эпоксицидной смолы в органическом растворителе с добавкой ингибитора коррозии. После испарения растворителя на поверхности остается тонкая (16 мкм) пленка, обеспечивающая надежную защиту изделия на срок до 10 лет.

Демонстрируется также применяемая на ЗИЛе смазка ЗЛП, которая весьма эффективно защищает от коррозии кузовную сталь автомобилей при их транспортировании на открытых палубах судов и площадках вагонов, предохраняет от растрескивания и выцветания лакокрасочные покрытия при воздействии ультрафиолетового излучения. Годовой экономический эффект от применения — 200 тыс. руб.

Как уже упоминалось, на выставке демонстрируется ряд гальванических процессов, предназначенных для повышения коррозионной стойкости автомобильной техники. В качестве примера можно сослаться на следующие процессы.

Процесс блестящего никелирования лимеда НБ-3 предназначен для получения хорошо выровненных блестящих покрытий из никеля на изделиях сложного профиля. Ниже приводится состав и параметры электролита.

Никель, г/л:	
сернокислый (гидрат) . . . . .	260—320
хлористый (гидрат) . . . . .	40—90
Борная кислота, г/л . . . . .	30—40
Сахарин, г/л . . . . .	1,0—2,0
НИБ-3, мг/г . . . . .	5—10
Выравнивающая композиция, г/л . . . . .	0,06—0,14
Температура, К . . . . .	328—338
pH . . . . .	3,0—5,5
Плотность тока, А/дм <sup>2</sup> :	
с добавкой А . . . . .	до 2
с добавкой К . . . . .	до 10

Электролит может быть использован в любых стационарных линиях никелирования, а также в процессах так называемого сил-никелирования.

Режим технологического процесса — интенсивное воздушное перемешивание при непрерывной фильтрации со скоростью 1—2 объема в 1 ч.

Внедрение этого процесса на Волжском автозаводе им. 50-летия СССР позволило получить 35,5 тыс. руб. экономии в год.

Другим примером может служить усовершенствованный процесс блестящего сил-никелирования лимеда НС-2. Блестящие никелевые покрытия, полученные из электролита сил-никель, обладают более высокой, чем обычные блестящие никель-хромовые покрытия, коррозионной стойкостью. Улучшение антикоррозионных свойств определяется микропористой структурой хромового покрытия, образованию которой способствует тонкий промежуточный слой сил-никеля с внедрившимися инертными частицами.

Процесс внедрен на заводах Волжского объединения по производству легковых автомобилей и Дмитровградском автоагрегатном заводе им. 50-летия СССР. Годовой экономический эффект — 700 тыс. руб.

Сущность процесса трехслойного никелирования лимеда НТ, который можно привести в качестве третьего примера, состоит в том, что между слоями полублестящего и блестящего никеля наносится тонкий слой того же никеля, но обладающего повышенной электрохимической активностью. Трехслойное никелевое покрытие имеет хороший декоративный вид, отличается простотой технологии и позволяет повысить коррозионную стойкость деталей в 2—3 раза. Годовой экономический эффект от внедрения этого процесса на Автозаводе им. Ленинского комсомола составил 400 тыс. руб.

Процесс двухслойного никелирования с наполнителем лимеда НД<sub>3</sub> является разновидностью многослойного никелирования и обеспечивает высокую коррозионную стойкость никелевых никель-хромовых покрытий за счет введения наполнителей. Он позволяет свободно варьировать соотношением толщины нижнего и верхнего слоев никеля в соответствии с конкретными требованиями к внешнему виду, защитным и механическим свойствам покрытий и, кроме того, дает возможность в ряде случаев исключить медный подслоя.

Процесс внедрен на Минском мотоциклетном и велосипедном заводе. Годовой экономической эффект от его внедрения составил 500 тыс. руб.

Высокой кроющей и рассеивающей способностью при нецианистом цинковании обладает щелочной электролит лимеда НБЦ, который позволил исключить из электролитов вредные цианистые соли без переделки оборудования и коммуникаций. Внедрен он на Волжском автозаводе им. 50-летия СССР и других заводах. Годовой экономический эффект — 400 тыс. руб.

Стенды ВДНХ убедительно показывают, что внедрение прогрессивных методов и автоматизированного оборудования для нанесения лакокрасочных покрытий позволит в XI пятилетке повысить производительность труда на 20%, высвободить 800 человек рабочих, сэкономить более 38 млн. кВт·ч электроэнергии и ~7 млн. т лакокрасочных материалов, а такие же меры в отношении гальванического производства дадут возможность повысить производительность труда на 22%, сэкономить более 100 млн. кВт·ч электроэнергии и 2,5 тыс. т металла.

## ОГРАНИЧЕНИЕ ВЫБРОСА ВРЕДНЫХ ВЕЩЕСТВ С ОТРАБОТАВШИМИ ГАЗАМИ ДИЗЕЛЕЙ

ОДНИМ из основных недостатков дизелей является повышенная дымность отработавших газов. Поэтому во всех промышленно развитых странах, в том числе в СССР, введены предельно допустимые нормы, ограничивающие этот параметр, а заводы-изготовители ведут систематическую работу в направлении совершенствования протекания процессов смесеобразования и сгорания топлива, конструкции и технологии изготовления дизелей и их топливной аппаратуры. С 1 января 1982 г., в частности, начал действовать ОСТ 37.001.234—81 «Охрана природы. Атмосфера. Дизели автомобильные. Выбросы вредных веществ с отработавшими газами. Нормы и методы измерений», согласно которому испытания дизелей на выброс основных токсичных компонентов — окислов азота, окиси углерода и углеводородов — рекомендуется проводить в стендовых условиях, по 13-ступенчатому циклу (см. таблицу).

№ ступени цикла	Частота вращения коленчатого вала дизеля, мин <sup>-1</sup>	Нагрузка, %
1	Минимальная при работе на холостом ходу	0
2	Соответствующая максимальному крутящему моменту	2
3	То же	25
4	>	50
5	>	75
6	>	100
7	Минимальная при работе на холостом ходу	0
8	Соответствующая номинальной мощности	100
9	То же	75
10	>	50
11	>	25
12	>	2
13	Минимальная при работе на холостом ходу	0

Следует отметить, что данный цикл стендовых испытаний не охватывает все условия эксплуатации. В нем в частности, отсутствуют (из-за сложности воспроизведения на стенде) реальные режимы неустановившегося движения. Однако даже при таком недостатке единый цикл испытаний дает возможность сравнивать результаты испытаний, не прибегая к громоздким и дорогостоящим испытаниям на роликовых стендах.

При замере концентраций отдельных токсичных составляющих общее время работы дизеля на каждом из режимов составляет 10 мин (сюда входит время на смену режима и его стабилизацию, а также на контроль состава отработавших газов). Содержание окиси углерода, углеводородов и окислов азота на каждом режиме определяется по их концентрации в определенном объеме отработавших газов. Удельные [в г/(кВт·ч)] выбросы за испытательный цикл подсчитываются для каждого компонента по формуле, приведенной в ОСТ, с учетом коэффициента  $K$ , отражающего относительное влияние заданного режима. Этот коэффициент принимается равным 0,2 на режимах холостого хода (№ 1, 7 и 13), на всех других режимах он равен 0,08.

Предельно допустимые нормы выбросов токсичных веществ разрабатывались на основе анализа зарубежных стандартов, рекомендаций ЕЭК ООН и результатов исследования большого числа отечественных и зарубежных дизелей. Было установлено, что в зависимости от типа и уровня форсирования автомобильных дизелей с непосредственным впрыском топлива, удельный выброс окиси углерода изменяется от 4 до 11, содержание углеводородов от 3 до 6 и окислов азота от 12 до 20 г/(кВт·ч). Стандартом установлены следующие максимально допустимые нормы удельных выбросов токсичных веществ в атмосферу: окиси углерода — 9,5; углеводородов — 3,4; окислов азота — 18,35 г/(кВт·ч).

Предельно допустимые нормы должны обеспечить снижение выброса токсичных веществ с отработавшими газами дизелей, выпускаемых заводами, повышение технического

уровня эксплуатации дизелей и их конкурентоспособности на внешних рынках.

При измерении концентрации токсичных веществ особое внимание должно уделяться методу отбора отработавших газов, их анализу и выбору соответствующей аппаратуры.

Стандарт предусматривает проведение анализа отработавших газов при помощи быстродействующих газоанализаторов непрерывного действия непосредственно в процессе испытаний. Для определения концентрации окиси углерода рекомендуется недисперсный инфракрасный газоанализатор, углеводородов — пламенно-ионизационный, а окислов азота — химилюминисцентный. Чтобы результаты были достоверными, пробоотборная магистраль анализатора углеводородов должна иметь подогрев, обеспечивающий температуру пробы отработавших газов 420—470 К, а соединительные трубы и сочленения пробоотборной системы — исключать утечку газа или подсос воздуха, быть короткими и не иметь резких перегибов.

Схема расположения пробоотборников в выпускной системе стенда показана на рисунке.

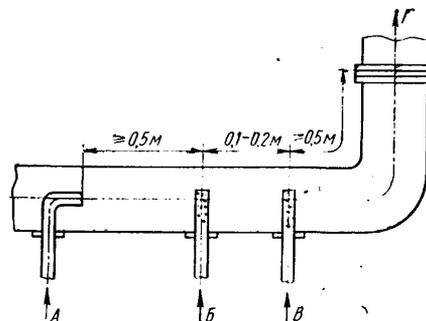


Схема расположения пробоотборников (А — к дымомеру; Б — к анализаторам СО и NO<sub>x</sub>; В — к анализатору СН; Г — выпуск)

Наиболее рациональным путем снижения вредных веществ в отработавших газах является совершенствование смесеобразования, интенсификация процесса сгорания и обеспечение более полного сгорания впрыснутого топлива. Этот путь приводит к уменьшению выброса продуктов полного сгорания топлива при одновременном улучшении топливной экономичности. Однако всякое воздействие на рабочий процесс, одним из результатов которого является снижение расхода топлива, как правило, приводит к росту выхода окислов азота, который тем больше, чем выше энергетическое совершенство рабочего процесса дизеля. В то же время окислы азота играют доминирующую роль в общей токсичности дизелей. Доля этого компонента в суммарной токсичности в зависимости от типа двигателя и режима его работы колеблется от 60 до 95%. В связи с этим наибольшее внимание должно быть уделено снижению этого компонента. Фактором, наиболее существенно определяющим выход окиси азота, является температура сгорания.

Для одновременного снижения концентрации окислов азота и продуктов неполного сгорания необходимо, чтобы процесс сгорания начинался по возможности ближе к ВМТ, при минимальном периоде задержки воспламенения и протекал с высокой интенсивностью. Уменьшение этого периода с помощью угла отражения впрыска оказывает более сильное влияние на NO<sub>x</sub>, чем другие способы. Интенсификация впрыска топлива, уменьшение его продолжительности при одновременном уменьшении угла опережения впрыска является наиболее рациональным путем, приводящим к снижению окислов азота, продуктов неполного сгорания топлива, при одновременном улучшении топливной экономичности дизеля.

Канд. техн. наук Т. Р. ФИЛИПОСЯНЦ

## СТЕНДЫ ДЛЯ КОНТРОЛЬНЫХ ИСПЫТАНИЙ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ АВТОМОБИЛЕЙ ГАЗ

**Г**КТИАВТОПРОМ разработал комплекс стендов для проведения контрольных испытаний коробок передач автомобилей ГАЗ-24, ГАЗ-53 и ГАЗ-66. На стендах проверяют величину и положение пятна контакта зубьев шестерен всех передач при работе под нагрузкой; температуру и общий уровень вибраций и шума коробки передач; надежность уплотнений валов и разъемов корпуса; качество работы синхронизаторов и механизма управления переключением. Испытание уплотнений валов и разъемов корпуса на герметичность производится на двухпозиционном стенде (рис. 1), который позволяет испытывать одновременно одну коробку передач легкового автомобиля и одну — грузового.

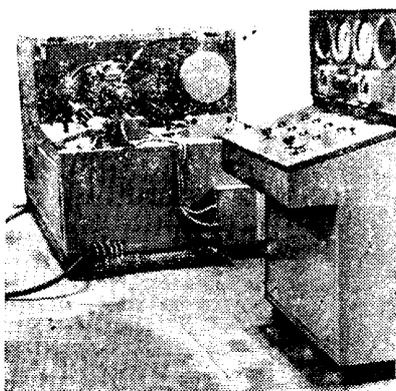


Рис. 1. Общий вид стенда для испытания уплотнений валов и разъемов корпуса коробки передач на герметичность

электродвигателей постоянного тока мощностью 8 кВт и частотой вращения вала 50 с<sup>-1</sup>. Максимальное давление воздуха, подаваемого в коробку передач, 0,03 МПа. Место и интенсивность утечек определяются визуально.

Порядок испытаний следующий. Испытуемые коробки передач крепят в приспособлении и в их внутреннюю полость подают сжатый воздух. Затем устанавливают необходимую частоту вращения первичного вала коробки. Правда, в ходе испытаний было установлено, что давление воздуха должно быть не 0,03 МПа, а всего 0,00003 МПа, т. е. то, которое образуется за счет потоков воздуха и разбрызгивания масла при вращении шестерен. Выяснилось и еще одно обстоятельство: регламентированная ОСТ 37.001.007—70 длительность испытаний (не менее 600 ч) — излишне велика. Данные испытаний, проведенных в последние три года, доказывают, что течь масла всегда обнаруживается в первые часы испытаний и в дальнейшем, после примерно 30 ч, не наблюдается. За эти 30 ч не до конца выявляется только стойкость манжет, но они испытываются по ГОСТ 8752—70, имеющему свои требования.

Стенд позволил установить также, что существующие конструкции коробок передач грузового и легкового автомобилей нуждаются в доработке — уплотнении первичного вала, так как отсутствие такого уплотнения ведет иногда к выбросу масла на сцепление.

На стенде (рис. 2) определяют работоспособность и долговечность не только синхронизаторов коробок передач, но и элементов системы переключения, а также легкость и бесшумность переключения передач.

Схема стенда построена на основе требований ОСТ 37.001.007—70 «Коробки передач механические (ступенчатые). Методы стендовых испытаний». Она предусматривает семь программ переключения передач, бесступенчатое регулирование частоты вращения первичного и вторичного валов. Число циклов, совершаемых механизмом переключения передач, равно 20—30 в 1 мин. Привод механизма переключения передач — пневматический.

Давление воздуха в пневмоприводе 0,15—0,5 МПа, в системе управления

пневмоаппаратами — 0,001—0,2 МПа. Привод первичного и вторичного валов — от электродвигателей постоянного тока (ПБ2) мощностью 14 кВт и частотой вращения 50 с<sup>-1</sup>. Инерционные массы на вторичном валу составляют 3—10 Н·м/с<sup>2</sup>. Габаритные размеры стенда 3420×2875×1300 мм.

Стенд состоит из станины, установочных бабок, механизма переключения передач, соединительных карданных валов и пульта управления.

Наибольший интерес представляет конструкция узла переключения передач (рис. 3). Он выполнен в виде двоянного цилиндра 1, соединенного штоком 8 с рычагом 9 переключения передач испытуемой коробки. Цилиндр устанавливают при помощи цапф 2 на крошштейне 3. Ход одного цилиндра соответствует включению первой или третьей передачи из нейтрального положения, а ход второго — второй или четвертой. При переключении передач со второй на третью перемещение в поперечном направлении производится посредством покачивания крошштейна 3 перпендикулярно оси двоянного цилиндра. Для этой цели служит шток 4 цилиндра 5, установленный шарнирно на крошштейне 6. Для обеспечения возможности регулировки оба цилиндра устанавливают на каретке 10, которая при помощи ходового винта 7 перемещается до тех пор, пока нейтральное положение рычага 9 переключения не совпадет с нейтральным положением двоянного цилиндра 1. (На схеме условно показано соединение механизма переключения и для коробок передач грузовых автомобилей.) При испытании после установки коробки передач в приспособление и соединения рычага переключения с механизмом переключения устанавливают разность частот вращения первичного и вторичного валов, соответствующую включенной передаче. При помощи пневмопереключателей задают нужный цикл работы механизма переключения и механизмов включения и выключения сцепления. После этого производят испытания на выбранном режиме. Усилие переключения передач измеряют по давлению переключения пневматического привода рычага переключения. (Его величина у грузовых автомобилей средней и большой грузоподъемности равна 150 Н.)

Схема управления стендом выполнена так, что при попадании рычага переключения передач в нейтральное положение он останавливается на 2—3 с, в течение которых включается сцепление, первичный вал разгоняется до заданной частоты вращения и сцепление выключается, т. е. сцепление всегда включается, когда рычаг находится в нейтральном положении, и выключается, когда происходит включение или выключение передачи.

Первичный вал коробки передач соединяется со своим приводом через сцепление, вторичный — со своим приводом связан постоянно. Частоты вращения валов задаются в соответствии с выбранной программой. Например, при переключении передачи с третьей на четвертую для

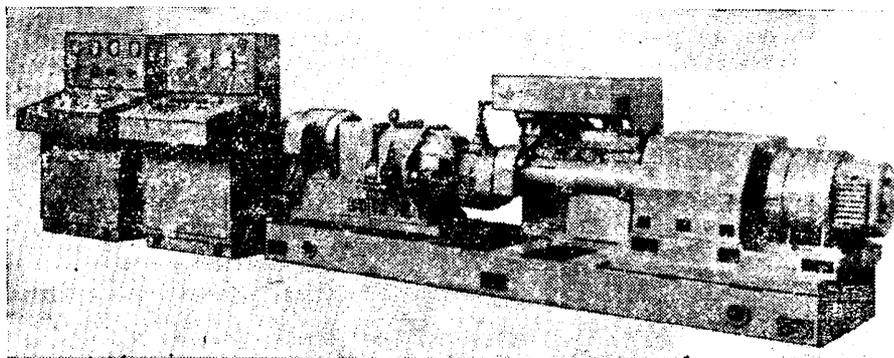


Рис. 2. Стенд для испытания синхронизаторов коробок передач

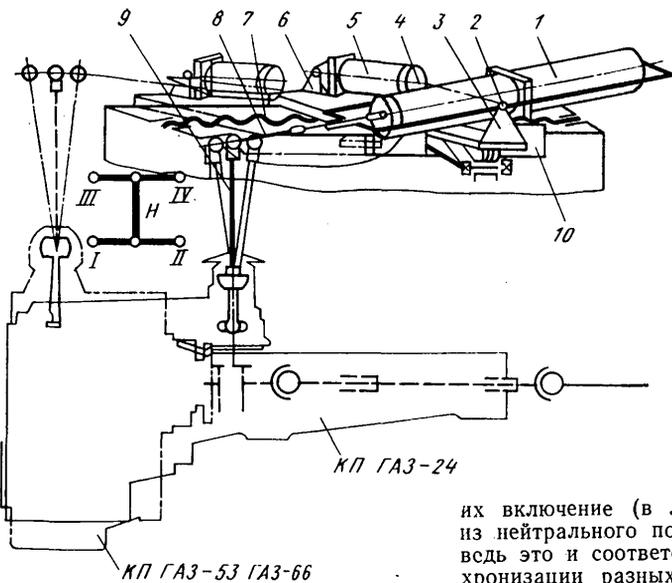


Рис. 3. Устройство переключения передач

коробки передач ГАЗ-24), когда частота вращения первичного вала равна 4500, а вторичного 3103 мин<sup>-1</sup>, происходит торможение первичного вала вторичным. При обратном ходе (с четвертой передачи на третью) синхронизация не нужна, так как частота вращения обоих валов равна 3103 мин<sup>-1</sup> (при движении рычага через нейтральное положение первичный вал получил частоту вращения 4500 мин<sup>-1</sup>). Половина цикла прошла вхолостую, так как обратный ход рычага — это переключение с высшей передачи на низшую и требует другого соотношения частот вращения первичного и вторичного валов, что невозможно осуществить за 1 с.

Стенды с двигателями внутреннего сгорания, хотя и обеспечивают наиболее полную имитацию условий эксплуатации, однако сложны по конструкции и требуют квалифицированного обслуживания. Кроме этого, их приводы быстро выходят из строя. Поэтому применение стендов с двигателями постоянного тока наиболее целесообразно.

Имитация переключений передач на стенде в некоторой степени не соответствует переключениям в реальных условиях на автомобиле. На стенде, задавая разную частоту вращения входного и выходного валов, производят переключения с одной передачи на другую при выключенном сцеплении, т. е. после осуществления процесса синхронизации. При следующем цикле переключения необходимо снова включить сцепление для придания входному валу заданной частоты вращения — и только тогда, когда рычаг переключений находится в нейтральном положении. Следовательно, переключения передач, как такового, не происходит, а производится только

их включение (в любых комбинациях) из нейтрального положения рычага. Но ведь это и соответствует сущности синхронизации разных передач. Поэтому слово «переключение» в ОСТ 37.001.007—70 видимо имеет смысл заменить на слово «включение», а выражение «процесс переключения при остановленном вторичном вале» на «включение при частотах вращения первичного и вторичного валов, соответствующих определенной передаче и его передаточному отношению».

Для проведения контрольных испытаний коробок передач легковых и грузовых автомобилей под нагрузкой необходимо иметь два стенда. Это вызвано тем обстоятельством, что для легковых автомобилей ГАЗ-24 нужен момент порядка 200 Н·м при частоте вращения 36,6—43,3 с<sup>-1</sup> и максимальной частоте вращения 75 с<sup>-1</sup>. У стенда для испытания коробки передач грузовых автомобилей ГАЗ-53 и ГАЗ-66 момент должен быть на входном валу, равным 320—340 Н·м при частоте его вращения 30—35 с<sup>-1</sup> и максимальной частоте вращения вала привода 50 с<sup>-1</sup>. На выходе из коробки передач при этом получится максимальная нагрузка порядка 3000 Н·м, а частота вращения — 5—6,6 с<sup>-1</sup>.

Для стенда испытания коробки передач легковых автомобилей выбран индукторный тормоз ГАП-11 мощностью 220 кВт и максимальной частотой вращения 50 с<sup>-1</sup>, а для стенда испытания коробки передач грузовых автомобилей в качестве нагружающего устройства был применен тяговый тепловозный электродвигатель ЭД-118А, мощностью 305 кВт и частотой вращения 9,3/48,6 с<sup>-1</sup>. В остальном оба стенда сконструированы из унифицированных узлов, сконструированы согласно требованиям ОСТ 37.001.007—70 по схеме разомкнутого типа по кинематике и замкнутого энергетического потока, т. е. при работе происходит рекуперация энергии при использовании схемы «балансировочная машина — тяговый электродвигатель».

Стенд (рис. 4) устроен следующим образом: на общую литую плиту уста-

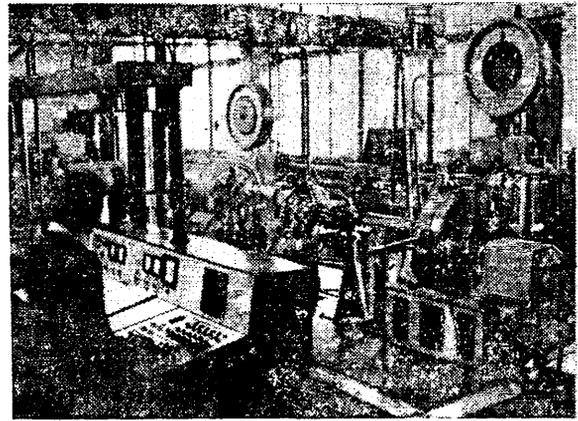


Рис. 4. Стенд для испытания коробок передач легковых автомобилей ГАЗ

навливается привод, соединенный при помощи карданного вала с установочной бабкой, на которой прикреплены испытываемые коробки передач.

Для коробки передач автомобиля ГАЗ-24 предусмотрена возможность изменять направление оси вращения на 4°30' (как на автомобиле). Выходной вал коробки передач посредством карданной передачи соединен с нагружающим устройством.

Чтобы обеспечить бесшумность работы установочной бабки, ее шпиндель монтируется на стандартных вкладышах, применяемых в двигателях ЗМЗ. Для смазки служит насосная станция, производящая и фильтрацию масла. Чтобы обеспечить безопасность обслуживания, все движущиеся рабочие части стенда закрыты ограждениями.

Все стенды выполнены с учетом требований отраслевого стандарта (ОСТ 37.001.007—70). Одним из недостатков этого ОСТА является также и то, что он требует испытания на шум и вибрацию производить только при «максимальном числе оборотов без нагрузки и с полной нагрузкой на всех передачах». Практика показывает, что максимальный момент на двигателе соответствует очень низкой частоте вращения. Поэтому необходимо уточнить режимы испытания коробки передач на шум и вибрацию: установить частоту и момент, соответствующие максимальной мощности двигателя. Кроме того, следует указать, что испытываемые коробки передач надо помещать в отдельный бокс — так, чтобы при измерении степени шумности, не сказывалось влияние посторонних шумов.

Все стенды, за исключением стенда для испытания коробки передач автомобилей ГАЗ-53 и ГАЗ-66 под нагрузкой, изготовлены и внедрены на Горьковском заводе коробок скоростей производственного объединения «ГАЗ».

**В. В. МАКАРОВ, А. Н. ГЕРАСИМОВ,  
И. П. КУЛЕБЯКИН**

ГКТИАвтопром

АВТОНОМНЫЙ ОТОПИТЕЛЬ АВТОМОБИЛЯ ЗАЗ-968М

**В УСЛОВИЯХ** непрерывного уменьшения расходов топлива автомобилем потери тепла в систему охлаждения двигателя уменьшаются. Следовательно, снижается эффективность систем отопления кабины и салона. Расчеты, например, показывают, что при достижении расходов топлива, равных 4—5 л/100 км, система отопления, использующая тепло от жидкостной системы охлаждения двигателя, уже не сможет обеспечить надлежащий комфорт в салоне легкового автомобиля. Поэтому применение автономных отопителей становится экономически и технически обоснованным даже на автомобилях с жидкостным охлаждением, не говоря уже об автомобилях с воздушным охлаждением двигателей.

Создание надежных, безопасных в пожарном и санитарном отношении, высокоэффективных автономных отопителей с регулируемой теплопроизводительностью становится все более насущной проблемой.

Работают над ее решением многие. В частности, специалисты Запорожского автозавода «Коммунар» и Шадринского автоагрегатного завода совместно со специалистами НАМИ, ЦНИТА и НИИАП создали автономный бензиновый отопитель (рис. 1), удовлетворяющий практически всем современным требованиям. Он предназначен для автомобиля ЗАЗ-968М и взаимозаменяем с автономными серийными отопителями.

Отопитель состоит из электродвигателя 2, установленного в стакане 14, вентилятора 1, направляющего воздух для отопления салона, и нагнетателей 3 и 5, подающих воздух в камеру сгорания 11. Нагнетатели и направляющие аппараты 4 и 6 создают двухступенчатую систему подачи воздуха для горения. Это позволило увеличить количество воздуха (следовательно, и теплопроизводительность отопителя) и повысить давление на входе в камеру сгорания, исключив тем самым выброс из нее заряда в зону нагнетателей.

Поток воздуха через устройство 12 по спиральному каналу (сеч. Б—Б) поступает касательно к боковой поверхности цилиндрической камеры сгорания, благодаря чему он вращается с большой скоростью при стоке по оси камеры (через диффузор 10). Для обеспечения горения в зоне, расположенной вдоль оси камеры сгорания, и отвода паров топлива из зоны испарения в центре завихряющего устройства имеется отверстие диаметром 8 мм. Дальнейшее улучшение процесса смесеобразования осуществлено за счет лотка-испарителя 15, установленного по оси свечи накаливания 17 и радиально введенного в горячую зону камеры сгорания. Жидкая пленка топлива, находящаяся на лотке, интенсивно испаряется (температура лотка в средней части составляет ~600 К), кроме того, он обдувается воздухом, образуя однородную паровоздушную смесь в камере сгорания. Смесь, воспламенившись (в зоне свечи накаливания  $\alpha=0,7\div 0,9$ ), равномерно, устойчиво и бесшумно сгорает, так как скорости горения смеси и испарения топлива примерно равны. Наблюдения показали, в частности, что весь объем камеры сгорания заполнен пламенем ярко белого цвета. В этом — одна из причин высокого термического КПД отопителя, надежной работы его в широком диапазоне расходов топлива и воз-

духа при  $\alpha=0,7\div 2,0$ . Неиспарившееся вследствие каких-либо причин топливо смещается в холодную зону камеры сгорания и сливается в выпускной патрубок 13.

Горячие продукты сгорания проходят по каналам теплообменника 8, нагревают его и от него воздух, подаваемый вентилятором 1. Попадание продуктов сгорания в нагретый воздух полностью исключено. Оно исключается даже при нарушении герметичности теплообменника, так как давление в контуре воздушного потока, идущего на отопление, значительно выше, чем в зоне, где проходят продукты сгорания.

На выходе из камеры сгорания за диффузором 10 установлен отражатель 7. Он тормозит поток горячих газов, способствует увеличению теплоотдачи от них в стенки теплообменника 8 и жаровой трубы 9, повышая термический КПД отопителя, снижает температуру отработавших газов на выходе. Теплообменник, как и жаровая труба, обдувается воздухом, нагнетаемым вентилятором 1.

Производительность вентилятора — 160 и 240 м<sup>3</sup>/ч (в зависимости от частоты вращения вала электродвигателя); общий уровень шума, создаваемый вентилятором и горением, снижен с 75 Дб(А) у серийного отопителя до 58—62 Дб(А) у опытного.

Особенностью нового отопителя является плунжерный электромагнитный дозирующий насос (рис. 2), заменивший электромагнитный мембранный топливный насос и дозатор подачи бензина, имевших эксплуатационные дефекты.

Насос состоит из входного штуцера 1, корпуса 2, фильтра 3, всасывающего 4 и нагнетательного 10 клапанов с пружинами, плунжера 11, электромагнита 7, сердечника, 6, пружины 5 сердечника, нагнетательного штуцера 12, зацепа 8 и втулки 9.

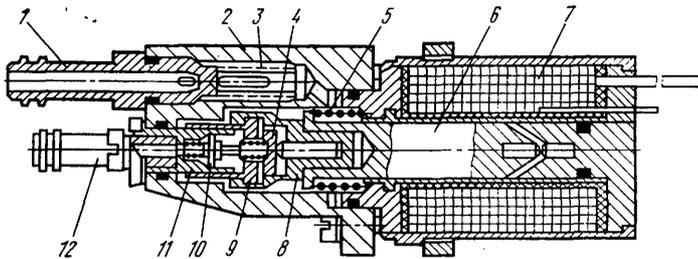


Рис. 2. Плунжерный электромагнитный топливный насос

При подаче напряжения на катушку электромагнита сердечник 6 перемещается вправо, сжимая пружину 5, и увлекает за собой зацеп 8 совместно с втулкой 9. При этом всасывающий клапан 4 под действием пружины открывается на величину зазора между зацепом и втулкой, а нагнетательный 10 остается закрытым. За счет разрежения, образованного в полости между втулкой и плунжером, топливо всасывается в рабочую камеру. При снятии напряжения сердечник под действием пружины 5 перемещается влево, клапан 4 упором зацепа прижимается к седлу на втулке и перемещает ее, объем рабочей камеры уменьшается. Под действием нарастающего давления в камере открывается клапан 10, и топливо через штуцер 12 нагнетается в трубопровод и далее по штуцеру 16 (см. рис. 1) — в камеру сгорания.

Количество топлива, впрыснутого в единицу времени, определяется ходом втулки (вытесненным объемом) и частотой ее ходов, которая формируется задатчиком импульсов напряжения, поступающих на электромагнит насоса при одновременном изменении частоты вращения вала электродвигателя (количество воздуха, поступающего на горение и отопление).

Отопитель имеет три режима работы. Малый теплопроизводительность 1200—1500 ккал/ч (1400—1750 Вт), частота вращения электродвигателя 2200—2500 мин<sup>-1</sup>, частота импульсов насоса 65—75 имп/мин, расход топлива 0,22—0,25 л/ч. Средний: соответственно 2500—2700 ккал/ч (2900—

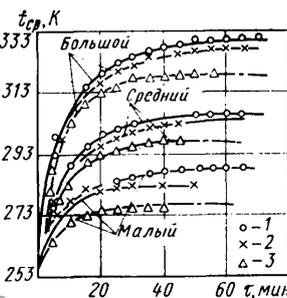


Рис. 3. Динамика прогрева салона автомобиля при скорости движения  $v$ , автомобиля, равной: 1 — 40 км/ч; 2 — 60 км/ч; 3 — 90 км/ч

Автомобильная промышленность, № 11, 1982 г.

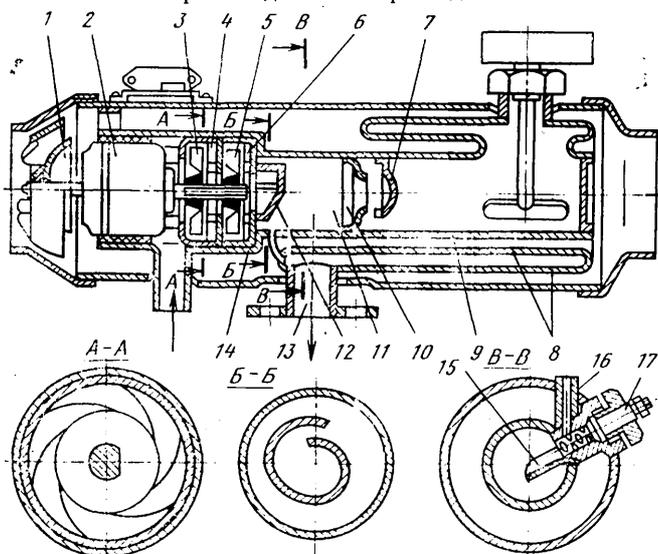


Рис. 1. Отопитель автомобиля ЗАЗ-968М

3160 Вт), 3600—4000 мин<sup>-1</sup>, 110—140 имп/мин, 0,43—0,5 л/ч. Большой: 3400—4000 ккал/ч (3960—4670 Вт), 3600—4000 мин<sup>-1</sup>, 190—230 имп/мин, 0,6—0,65 л/ч.

В дальнейшем предполагается бесступенчатое регулирование теплопроизводительности от 1200 до 4000 ккал/ч за счет плавного изменения частоты импульсов насоса.

Отопители проходили длительные стендовые и дорожные испытания на автомобилях ЗАЗ-968М в условиях температур 233—318 К (—40 — +45°С) в Центральном районе и районах Западной Сибири страны и показали высокую надежность. Об этом свидетельствует и рис. 3, где приведены результаты прогрева салона автомобиля ЗАЗ-968М при температуре

253 К (—20°С). Это позволяет переходить на меньшие теплопроизводительности и двигаться с любыми скоростями при удовлетворительных комфортных условиях в салоне.

Испытания показали также, что расход топлива отопителем не превышает 3—5% его расхода двигателем, т. е. отопитель практически не оказывает влияния на экономичность автомобиля.

С. И. КРАВЧУН, В. И. ГУБА, кандидаты  
техн. наук Л. Г. СПЕКТОРОВ,  
А. Д. ГУРЛЯНД

## АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЕ ЗА РУБЕЖОМ

УДК 629.118.6+71\*

### СОСТОЯНИЕ И ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ ТЯЖЕЛЫХ МОТОЦИКЛОВ

СТРУКТУРА производства однокорпусных мототранспортных средств в мире свидетельствует о все возрастающем выпуске тяжелых мотоциклов. Если, например, сравнить 1982 г. с 1975 г., то оказывается, что число моделей мотоциклов рабочим объемом двигателя свыше 500 см<sup>3</sup> на мировом рынке возросло до 227, т. е. в 4 раза, и составляет более 1 млн. шт.

В зарубежном мотоцикльостроении в категории тяжелых мотоциклов устанавливаются четырехтактные двигатели — преимущественно двух- и четырехцилиндровые, но есть и трех-, и шестичилиндровые (фирм Kawasaki, Yamaha, Honda и др.) Расположение цилиндров, как правило, вертикально-параллельное. Однако у мотоциклов фирм Moto-Guzzi, Ducati, Harley-Davidson двигатели традиционно имеют V-образное расположение цилиндров. Появились и новые модели фирм Honda и Yamaha с таким же расположением цилиндров. Оппозитное расположение придерживается фирма BMW, есть одна модель у фирмы Honda (GL 1000). Таким образом, хотя оппозитное расположение имеет ряд неоспоримых преимуществ в обеспечении балансировки двигателя, его бесшумности и охлаждения, а также необходимых условий для работы карданной задней передачи, находящей все большее распространение, его используют лишь некоторые фирмы. Видимо, потому, что в данном случае мотоцикл не имеет ярко выраженного спортивного внешнего вида и необходимой (особенно при езде на дорогах) для такого маневренного транспортного средства конструктивной ширины. Кроме того, есть здесь и трудности с вентиляцией картера (очень длинные патрубки и каналы системы газообмена). Что касается будущего, то в зарубежной печати высказываются мнения о том, что с годами разнообразие в расположении и числе цилиндров будет еще заметнее, но особенно распространеными станут двухцилиндровые V-образные двигатели, которые хорошо решают проблемы балансировки и конструктивной ширины, компактности (угол развала цилиндров от 60 до 90°), а также обеспечения большого тягового усилия на низких частотах вращения коленчатого вала и топливной экономичности.

Чтобы уменьшить возвратно-поступательно движущиеся массы и оптимизировать форму камеры сгорания, в настоящее время чаще всего применяют верхний кулачковый вал (или два валика в многоцилиндровых дви-

гателях). В каждом цилиндре, как правило, два клапана, однако для улучшения наполнения на моделях повышенной мощности применяют по четыре клапана. По мнению зарубежных специалистов, четырехклапанная конструкция вообще более перспективна, так как создает условия для хорошего центрирования свечи зажигания и предъявляет меньшие требования к октановому числу топлива. Снизить же температуры в зоне смежных выпускных клапанов (один из недостатков четырехклапанных конструкций) можно будет за счет отдельного выпускного окна для каждого клапана.

В двухклапанных конструкциях будет иметь место тенденция к более острым углам наклона клапанов (такие конструкции уже есть, например, у двигателя мотоцикла «Панта» фирмы Ducati угол наклона клапанов 60°).

Высокая надежность двигателей с высокими литровыми мощностями (до 75 кВт/л при рабочем объеме до 1000 см<sup>3</sup>) достигается за счет их короткоходности (у 94% моделей отношение S/D — от 0,81 до 0,94); выбора формы и расположения камеры сгорания (чаще всего в виде пятикатной крыши), обеспечивающих оптимальное смесеобразование и сгорание; создания оптимальных температурных режимов (биметаллические цилиндры, их размещение в зоне максимального обдува), наконец, применения жидкостного охлаждения (правда, в весьма ограниченной степени — всего на 4,3% моделей).

В этой связи следует отметить, что все большее внимание конструкторов в последнее время привлекает распространенная в автомобилестроении камера сгорания в виде углубления в днище поршня. Ее уже имеют V-образные двигатели фирмы Moto-Marin и новой модели мотоцикла фирмы Moto-Guzzi (рабочий объем двигателя 500 см<sup>3</sup>). Головка их цилиндра плоская, что дает ряд преимуществ: увеличенный фронт пламени; улучшенное движение смеси в головке цилиндра; возможность обеспечить точные зазоры и объем камеры сгорания; простота изготовления.

Надежность мотоциклетных двигателей также все больше достигается теми же методами, что и в автомобилестроении: использованием цельных стальных коленчатых валов и подшипников скольжения в кривошипно-шатунной группе (двигатели мотоциклов CX 500, VF 750S, GL 1000, CBX 1000, CB 900 фирмы Honda; Z 900 и Z 1100 фирмы Kawasaki и др.), зубчатых пе-

рей и зубчатых ремней в качестве привода механизма газораспределения (модели фирм Honda и Kawasaki с двигателями рабочим объемом от 400 до 1000 см<sup>3</sup>), электропуска (более 90% моделей, выпускаемых за рубежом).

Повышению надежности работы двигателя служит также широко использование электронного зажигания (более чем на 50% моделей), а также электронные механизмы опережения зажигания (XJ 650 «Турбо», фирмы Yamaha, GS 1100G Судзуки и др.) и электронные топливные насосы (все японские модели «Турбо»).

В многоцилиндровых двигателях как правило, стали применять карбюраторы с постоянным давлением, съемные полнопоточные фильтры в системе смазки двигателей большого рабочего объема, а в двигателях с высокой мощностью — и масляные радиаторы.

Разумеется, все перечисленные меры хотя и способствуют увеличению надежности двигателей, но имеют и недостатки: значительно возрастают трудоемкость и стоимость изготовления, уровень механического шума и во многих случаях масса. Например, испытания, проведенные в ФРГ, показали, что уровень шума при трогании с места мотоциклов с двигателями рабочим объемом 500 см<sup>3</sup> составляет 87—99 дБ (А), а 1000 см<sup>3</sup> — от 86 до 107 дБ (А), хотя нормами допускается не более 85 и 86 дБ (А). Что касается массы, то, например, двигатели шестичилиндровой модели CBX 1000 и четырехцилиндровой GL 1000 (Honda) с водяным охлаждением имеют по 106 кг при сухой массе мотоциклов соответственно 249 и 233 кг.

Поиск способов снижения массы двигателей идет различными путями: применяются более легкие поршни с плоским днищем, цилиндрический золотник вместо клапанов, цилиндры и головки цилиндров из легких сплавов и др. Токсичность отработавших газов уменьшают за счет снижения потерь масла, предотвращения обратного выброса несгоревшего топлива, оптимизации процесса сгорания и карбюрации, установки эффективных масляных и воздушных фильтров, подачи подогретого в картере свежего воздуха и т. п.

Представляет интерес система (рис. 1) фирмы Yamaha, известная под индексом YICS, принцип действия которой состоит в ускорении процесса сгорания в четырехтактном двигателе за счет завихрения смеси, создаваемого специальным дроссельным клапаном с вогнутым впускным каналом,

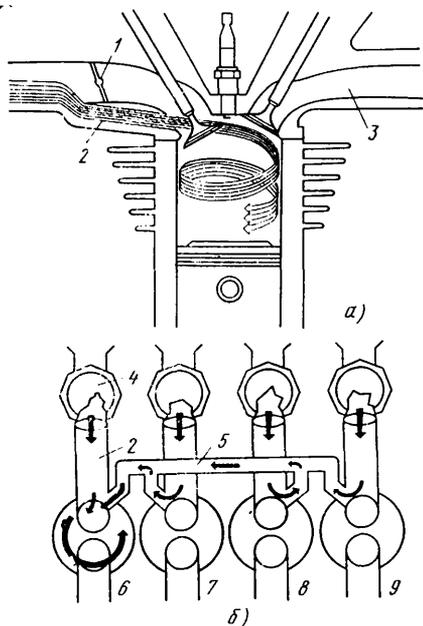


Рис. 1. Система YICS фирмы Ямаха:  
 а — схема работы одного цилиндра; б — схема работы двигателя: 1 — дополнительный клапан; 2 — впускной канал; 3 — выпускной канал; 4 — карбюратор; 5 — вспомогательный канал; 6 — впуск; 7 — сжатие; 8 — выпуск; 9 — сгорание

Система обеспечивает, наряду со снижением токсичности, улучшение (~10%) топливной экономичности двигателя. Она в 1982 г. устанавливается на некоторых мотоциклах фирмы, но может быть использована практически на любом четырехтактном двигателе, поэтому ею заинтересовались даже некоторые автомобильные фирмы (Фиат, Форд и Джeneral Моторс).

На принципе улучшения эффективности наполнения и сгорания за счет образования двух основных завихренных потоков смеси в камере сгорания особой формы основана и система TSCC (рис. 2) четырехтактных моделей двигателей рабочим объемом 400—1100 см<sup>3</sup> фирмы Судзуки. Она обеспечивает возможность работы на топливах без свинцовых присадок при степени сжатия 9,4 и, по заявлению фирмы, способствует сокращению расхода топлива на 20%. По результатам ее испытаний в США, средний эксплуатационный расход топлива для модели GS 1100 ( $V_h=1075$  см<sup>3</sup>,  $N_e=59$  кВт) составил 4,8 л/100 км.

Применяется также система засасывания свежего воздуха для дожигания топливо-воздушной смеси (все модели двигателей рабочим объемом 650 и 1000 см<sup>3</sup> фирмы Кавасаки). Ведутся работы по применению впрыска топлива. Например, фирма Кавасаки в 1980 г. впервые в практике серийного мотоцикlostроения, установила на модели Z 1000H систему впрыска с электронным управлением фирмы Бош (по заявлению фирмы Бош, система может обеспечить расход топлива, на 20—25% меньший, чем в случае обычного карбюратора). Управление осуществляется мини-компьютером, установленным в задней части мотоцикла.

В 1982 г. ведущие японские фирмы выпустили уже несколько моделей с турбонагнетателем и электронными системами управления впрыском топлива.

Большое внимание уделяется за ру-

бежом механическому шуму: чтобы его снизить, фирмы, как упоминалось выше, все чаще применяют зубчатые цепи и зубчатые ремни в качестве привода механизма газораспределения, а также передней и задней передач (Хонда, Кавасаки, Харлей-Давидсон). Кстати, применение зубчатых ремней в качестве задней передачи в практике серийного мотоцикlostроения встречается впервые. Широко используется установка на резине узлов мотоцикла, подверженных вибрации.

В области силовой передачи и ходовой части основное внимание направлено на обеспечение возможности маневрирования в транспортном потоке. Это достигается улучшением характеристик разгона и торможения и мерами по обеспечению устойчивости и управляемости (без увеличения массы мотоцикла). В частности, для улучшения динамических качеств потребовалось увеличить число передач (в моделях рабочим объемом 550 см<sup>3</sup> сейчас преобладают шестиступенчатые коробки передач, а до 1000 см<sup>3</sup> и выше — пятиступенчатые). Коробку передач с двухступенчатым демультипликатором, увеличивающим число передач до 10, применила фирма Хонда на модели CB 900C. Мощность (61 кВт) передается на заднюю передачу через промежуточную двухступенчатую коробку передач, вторая передача которой используется для увеличения скорости при езде по автострате на большие расстояния. Разница в передаточных отношениях между этими передачами составляет 6%. Мотоцикл массой 232 кг дистанцию 400 м проходит с места за 12 с, т. е. имеет среднее ускорение около 34 м/с<sup>2</sup>.

Проявляется интерес к карданной передаче, имеющей более высокую надежность работы, чем цепная: из 55 базовых моделей мотоциклов с двигателями рабочим объемом, свыше 500 см<sup>3</sup> 27 имеют именно карданную заднюю передачу, а всего таких моделей более 80, т. е. примерно 30%. Однако применение карданной передачи на мотоцикле удорожает его стоимость и усложняет изготовление. Кроме того, при вертикальном расположении цилиндров использование карданной передачи связано со значительными (14—20%) потерями мощности, поэтому она устанавливается, главным образом, на мотоциклах с рядным расположением цилиндров, обладающих

достаточным резервом мощности, или на мотоциклах с оппозитным или V-образным расположением цилиндров. В области цепной задней передачи ведутся работы по увеличению ее долговечности как за счет улучшения условий работы (установка автоматических регуляторов натяжения цепи, предотвращение утечки смазки, частичное капотирование), так и за счет использования самосмазывающихся материалов (в цепях DID на японских мотоциклах).

Меры по обеспечению безопасности движения в основном касаются совершенствования светосигнальной системы и ходовой части мотоциклов. В частности, увеличилось количество светосигнальных устройств: кроме фары и лампы заднего фонаря увеличенной мощности, применяется множество ламп, свидетельствующих о работе различных систем мотоцикла.

Аналогичные приборные щитки установлены на многих японских мотоциклах 1982 г. («Судзуки GS 750 E», «Хонда CB 650 SC», «Кавасаки GPZ 550» и др.).

Характерной особенностью тяжелых мотоциклов 80-х годов, несомненно, будет широкое использование электроники в управлении. Уже в 1982 г., например, появилось несколько моделей японских фирм с приборными щитками на жидких кристаллах и цифровой индикацией, фиксирующей до 12 показаний («Хонда VF 750S», «Турбо», «Ямаха XJ 750», XJ 650 «Турбо», XV 920, «Кавасаки Z550 Турбо», Z 750 «Турбо», GPZ 1100 и Z 1300 с электронным впрыском).

Что касается ходовой части, то здесь основное внимание уделяется обеспечению высокой надежности рамы и работы тормозной системы, а также улучшению управляемости. Как правило, рама тяжелых мотоциклов изготавливается из стальных труб, обладающих высокой прочностью на изгиб, с двойной нижней частью. С целью снижения массы все большее распространение находят упрочненные стекловолокном пластмассы, из которых изготавливают грязевые щитки, элементы облицовки, топливные баки, капксы седел. Так, пластмассовый грязевый щиток переднего колеса на модели GL 1100 (Хонда) позволил снизить ее массу на 9 кг по сравнению с массой модели GL 1000.

В системе торможения, как правило, стали применять дисковые тормоза, причем в моделях с двигателем рабочим объемом выше 500 см<sup>3</sup> используется комбинация двухстороннего переднего и одностороннего заднего дискового тормозов. Привод тормозов обычно гидравлический. Наилучшие результаты по срабатываемости с момента приложения тормозного усилия и точности его дозировки получены при использовании «плавающей» скобы переднего двухстороннего тормоза с диском большого диаметра (до 280 мм). Ведутся работы по увеличению надежности работы привода дисковых тормозов. Так, фирма Хонда почти на всех своих моделях тяжелых мотоциклов устанавливает запатентованную конструкцию двухстороннего переднего дискового тормоза с двумя скобами и двумя поршнями в каждой скобе; фирма BMW на модели R65LS устанавливает двухсторонний дисковый тормоз с переменными

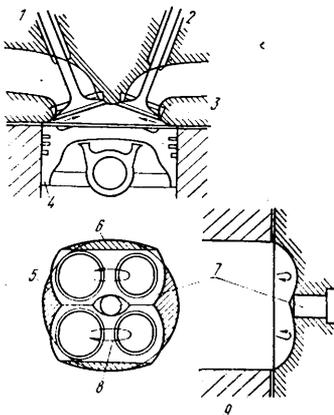


Рис. 2. Система TSCC фирмы Судзуки:  
 1 — впуск; 2 — выпуск; 3 — высота зоны сжатия; 4 — поршень; 5 — зона сжатия; 6 — профиль камеры сгорания; 7 — свеча; 8 — завихрение; 9 — профиль гильзы цилиндра

передаточными числами в гидроприводе. Чтобы диск обладал хорошими антикоррозионными и термическими свойствами, чаще всего применяют алюминиевые сплавы и нержавеющей сталь. На всех моделях фирмы Kawasaki в 1982 г., а также на новых моделях фирм Honda и BMW тормозные накладки тормозов изготавливаются из металлокерамики, что обеспечивает их надежную работу на мокрой дороге.

Для предотвращения эффекта «фейдинга» (внезапная потеря торможения) и блокировки заднего колеса ведутся интенсивные работы по созданию антиблокировочных систем.

В связи с проблемой безопасности важно отметить тенденцию к применению литых колес из легких сплавов. Такие колеса обладают высокой надежностью, нетребовательностью к уходу, приспособлены к установке дисковых тормозов и бескамерных шин.

В последнее время получают распространение и комбинированные колеса, которым зарубежные специалисты предсказывают будущее. Например, фирма Honda на всех своих тяжелых мотоциклах устанавливает специально разработанные колеса, у которых обод изготовлен методом профильного пресования, спицы штампованные и крепятся к ободу заклепками, а ступица литая. Колеса новой модели R65LS фирмы BMW также комбинированные: обод и центральные секции изготовлены из разных сплавов и отлиты за одно целое, что обеспечивает оптимальную комбинацию эластичности и жесткости.

Важную роль в обеспечении и безопасности движения играют средства защиты водителя от атмосферных воздействий и вихревых потоков воздуха, возникающих на уровне его головы и верхней части тела. Поэтому многие специализированные фирмы выпускают в широком объеме и ассортименте ветровые щитки, полуботекатели и обтекатели, которые можно приобрести за дополнительную плату (некоторые фирмы, например BMW, устанавливают обтекатели на серийную продукцию). Повышая безопасность, такие элементы улучшают аэродинамические качества машины и придают ей современный спортивный вид. Примером такой конструкции может быть облицовка (рис. 3) новой модели XJ 650 «Турбо» фирмы Ямаха.

Улучшение управляемости достигается выбором оптимальных параметров дорожного просвета, вылета передней вилки, угла наклона рулевой колонки диаметра обода переднего колеса, а также совершенствование конструкции передней вилки и задней подвески. Так, величина угла наклона рулевой колонки в основном составляет 62,5—63,5°; вылет передней вилки—110—113 мм; ход передней вилки—175—200 мм, а дорожный просвет—170 мм.

В системе поддрессирования основное внимание направлено на обеспечение необходимого взаимодействия его элементов и элементов амортизации. В частности, на применение пневматики, как элемента амортизации в передней вилке и задней подвеске. Так, пневматическая система амортизации передней вилки и задней подвески, запатентованная фирмой Honda и установленная на всех выпускаемых ею моделях, способна поддерживать одинаковое

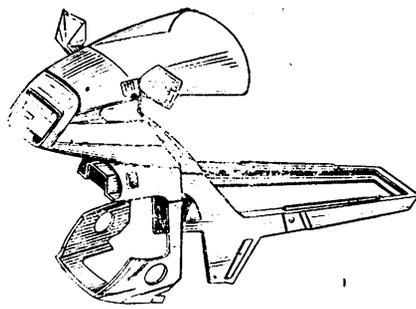


Рис. 3. Облицовка модели XJ 650 «Турбо» фирмы Ямаха

давление в обоих амортизаторах как передней вилки, так и задней подвески (применены уравнивательные трубы, соединяющие воздушные камеры амортизаторов). Пневматические амортизаторы устанавливаются на моделях фирм Сузуки и Ямаха аналогичных классов, причем следует отметить, что в амортизаторах передней вилки предусмотрены регулировка на четыре положения как степени амортизации, так и степени предварительной нагрузки. Новую пневматическую систему амортизации «Нивомат» с автоматической регулировкой степени амортизации в соответствии с нагрузкой использует на своих мотоциклах фирма BMW.

Некоторые японские модели тяжелых мотоциклов выпуска 1982 г. («Хон-

да CB500 Турбо», VF750S, CB 1100R, «Сузуки GS750 E» и серия GS1000S) снабжены специальной антиклевковой системой (рис. 4), которая предотвращает клеvkовые колебания передней вилки, улучшает комфортабельность езды.

Модернизация задних подвесок идет в двух направлениях: создание систем регулирования амортизации и демпфирования, в том числе и за счет использования газовых амортизаторов (амортизатор модели CB 1100R фирмы Honda обеспечивает четыре регулировки хода отбоя и три—хода сжатия, что в сочетании с возможностью регулировки предварительного натяжения пружин создает до 60 комбинаций), и установка одинарных амортизаторов (рис. 5, а, б) типа «монокросс». Такие амортизаторы устанавливают многие фирмы на новых моделях, призванных вызвать сенсацию в торговом мире: VF 750S, CX 500 «Турбо», CB 1100R и CBX 1000B (Honda), GPZ 550 (Kawasaki), XZ 750 «Визион» и XJ 650 «Турбо» (Ямаха), R 80 G/S (BMW). Однако комфортабельность езды обеспечивается не только конструктивным совершенствованием подвесок и сидел, но и созданием других устройств для удобства езды, особенно на значительные расстояния. В этом отношении представляет интерес модель GL 1100 (Honda), являющаяся образцом туристского мотоцикла.

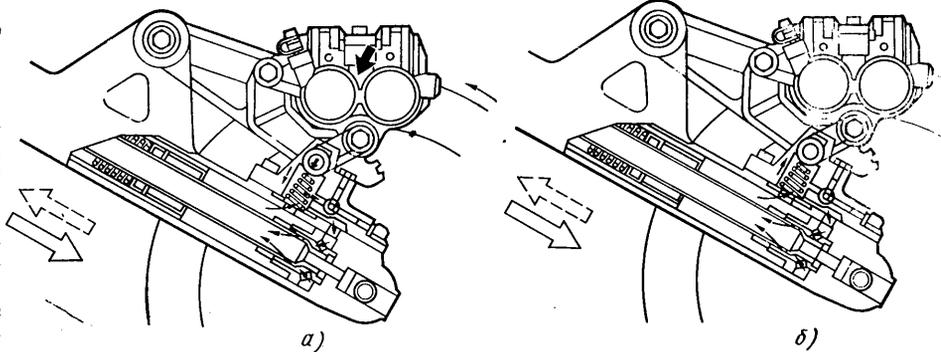


Рис. 4. Схема работы антиклевковой системы TRAC фирмы Honda (модель V45 Сабре 750): а — работа системы TRAC при ходе сжатия в нормальных условиях; б — работа этой же системы в условиях резкого торможения

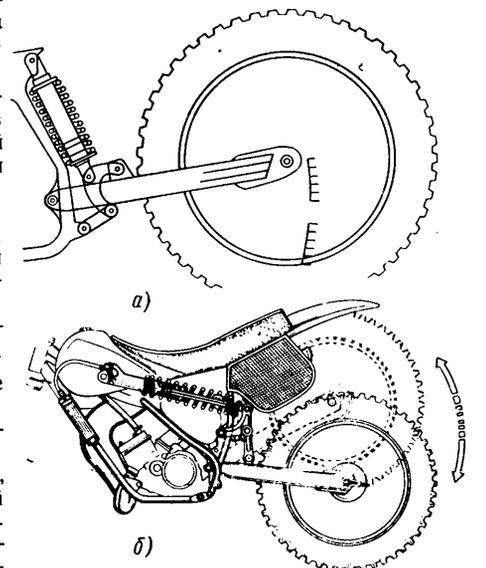


Рис. 5. Схемы односторонних задних подвесок: а — фирмы Honda; б — фирмы Ямаха

В заключение следует подчеркнуть, что удовлетворению спроса на мотоциклы, в том числе и тяжелые, в значительной степени способствует хорошо налаженная система сбыта, включающая обеспечение запасными частями, и сеть обслуживания. Забота о сбыте продукции четко прослеживается уже на стадии конструирования новой модели: конструкторы фирмы ориентируются на материалы и профили, которые освоены отечественной промышленностью и срок получения которых с заводом-смежником лежит в пределах 1—2 месяцев.

При производстве запасных частей широко используется кооперация.

Заслуживает внимания создание территориальных центров снабжения запасными частями.

Управление сервисной системой осуществляется специализированными компаниями: торговыми и по технической обслуживанию.

В систему сбыта входят также компании, специализирующиеся на скупке, ремонте и продаже подержанных мотоциклов.

**ГРУЗОВЫЕ АВТОМОБИЛИ ГДР**

**П**РОГРАММА специализации о кооперирования производства в рамках социалистической экономической интеграции между странами-членами СЭВ предусматривает тесное сотрудничество в различных областях, в том числе и в области производства и поставки автомобильной техники. Такое сотрудничество позволяет решать многие задачи хозяйственного развития как каждой страны, так и социалистического содружества в целом. Примером этого может служить автомобильная промышленность ГДР, успехи которой были продемонстрированы на выставке, организованной в Ленинграде в июне этого года внешне-торговым предприятием ГДР «Транспортмашинен-экспорт-импорт» при содействии Всесоюзного объединения «Экспоцентр» Торгово-промышленной палаты СССР.



Рис. 1. Автомобиль-самосвал ИФА В 50 Л/К СК5 с трехсторонним опрокидыванием



Рис. 2. Автомобиль-самосвал ИФА В 50 ЛА/Ц СК5-11Д с разбрасывающей насадкой ДО35



Рис. 3. Автофургон-мастерская ЛА/В-11Д

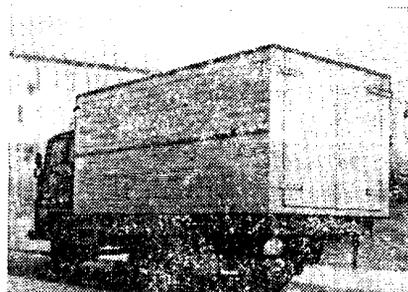


Рис. 4. Автомобиль Л/НКП с фургоном облегченной конструкции

ная промышленность ГДР сосредоточила свое внимание на производстве грузовых автомобилей грузоподъемностью до 5 т, полуприцепов и прицепов, а также небольших, очень маневренных автомобилей семейства «Мультикар».

В нашей стране автомобили с маркой ИФА известны давно. На стройках БАМа и на других стройках страны в различных областях народного хозяйства хорошо зарекомендовали себя, например, автомобили ИФА В50, отличающиеся хорошей устойчивостью, топливной экономичностью и надежностью в эксплуатации.

На выставке в Ленинграде народное предприятие ФЭБ Автоомобилверке Людвигсфельде — головное предприятие народного комбината грузовых автомобилей ИФА — представило семь из 50 выпускаемых им модификаций автомобильной техники: шасси, платформы, автомобили-самосвалы, фургоны, автомобили со специальными кузовами, пожарные автомобили, тягачи. Одна из них — полноприводный автомобиль-самосвал с трехсторонним опрокидыванием показан на рис. 1. Автомобиль оборудован специальными шинами низкого давления, что позволяет использовать его в сельском хозяйстве и на стройках, т. е. для работы в условиях плохих дорог и бездорожья. Разгрузка кузова на три стороны производится при помощи гидравлического устройства из кабины водителя. Время разгрузки 11 с.

Модификация этого автомобиля с кузовом-разбрасывателем удобрений показана на рис. 2, а с кузовом-мастерской — на рис. 3. В мастерской могут работать одновременно три человека. Есть в ней агрегат аварийного электропитания, сварочный аппарат и другое оборудование, которое может потребоваться для восстановления автотранспортных средств, отказавших в пути.

На всех модификациях автомобиля установлен четырехцилиндровый дизель мощностью 92 кВт; их максимальная скорость 80 км/ч; расход топлива 17 л/100 км.

Большое удобство вождения и повышенная безопасность движения — результат последних изменений в конструкции автомобилей. К вводимым в ближайшее время серийным изменениям, улучшающим эксплуатационные показатели, относятся гидравлическое рулевое управление вместо прежнего рулевого управления с передачей винтом и шаровой гайкой, увеличенный топливный бак, улучшенная подвеска коробки передач и улучшенная установка радиатора, защитное приспособление нижней части с освещением номерного знака и противотуманными фонарями.

Из автомобилей, выпускаемых в народном комбинате ИФА Робур, на выставке был показан автомобиль-фургон облегченной конструкции (рис. 4), автомобиль со стальным фургоном для быстрой перевозки легкопортящихся грузов, автомобиль универсального назначения, а также прицепы и полуприцепы различных моделей к автомобилям ИФА В50 для перевозки сыпучих грузов и контейнеров.

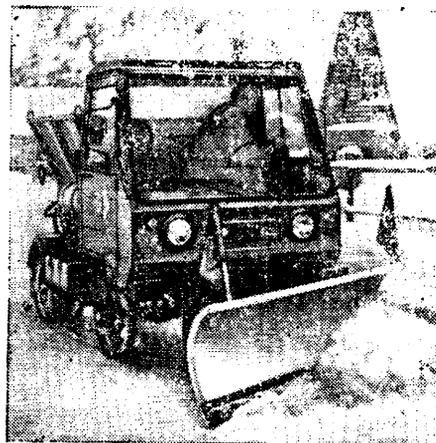


Рис. 5. Автомобиль М 25 19/23 с устройством для разбрасывания и снегопахом

пройденному пути, так как привод транспортерной ленты осуществляется через цепную передачу и фрикционное колесо от заднего колеса. Движение транспортерной ленты и распределительного диска — синхронное. Двухместная кабина с поддресорным сиденьем водителя создает комфорт.

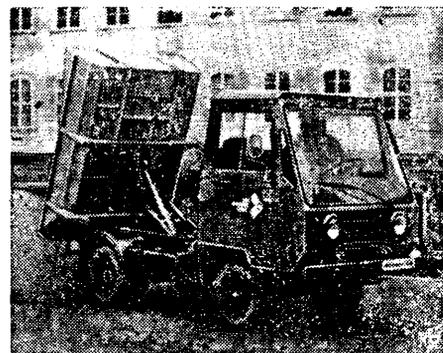


Рис. 6. Автомобиль-самосвал М25 13

Как и все другие модификации этой серии, автомобиль-самосвал с корытообразным кузовом (рис. 6) может применяться для транспортирования сыпучего груза. Этот автомобиль незаменим на узких строительных площадках, на промышленных и сельскохозяйственных предприятиях благодаря своей небольшой (2,1 т) грузоподъемности и хорошей маневренности. Двигательно-гидравлическая опрокидывающая система, обслуживаемая из кабины водителя, позволяет наклонить кузов на 76°, что обеспечивает его опорожнение без потерь. Задняя ось со сдвоенными шинами и с блокировкой дифференциала делает возможным преодоление значительных дорожных препятствий.

Максимальная скорость автомобилей ИФА «Мультикар 25» 50 км/ч, мощность двигателя 33 кВт.

**Имеются в продаже  
книги  
издательства  
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»**

**Антонов А.С.** Комплексные силовые передачи: Теория силового потока и расчет передающих систем. Монография. Л., 1981. 496 с., ил. В пер.: 2 р. 80 к.

Теория силового потока, дающая общий метод расчета механических, гидравлических, электромагнитных и термодинамических систем, применяемых в автомобилях и гусеничных транспортерах-тягачах, а также в различных других механизмах общего машиностроения. Конкретные расчеты этих систем.

Для научных работников, занимающихся вопросами теории силового потока; может быть широко использована инженерно-техническими работниками транспортного машиностроения.

**Лушпа А.И.** Основы химической термодинамики и кинетики химических реакций: Учеб. пособие для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания». М., 1981, 240 с., ил. В пер.: 75 к.

Основные положения и законы термодинамики и их приложение к исследованию химических процессов, условия химического и фазового равновесий, основы химической кинетики; примеры с решениями, иллюстрирующие применение полученных теоретических зависимостей.

**Общетехнический справочник**/ А. Н. Малов, В. П. Законников, А. Б. Пакнис и др.; Под ред. Е. А. Скороходова. 2-е изд., перераб. и доп. М., 1982. 416 с., ил. (Серия справочников для рабочих). В пер.: 1 р. 70 к.

Сведения по математике, технической механике, электротехнике, машиностроительным материалам, деталям машин, допускам, посадкам и техническим измерениям.

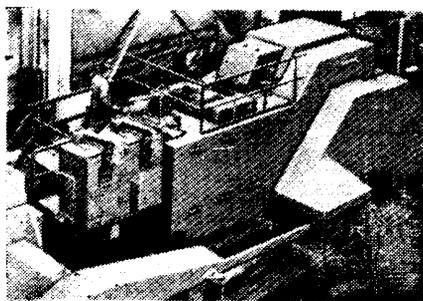
Для мастеров и квалифицированных рабочих всех профессий.

*Эти и другие книги издательства «Машиностроение» можно приобрести в ленинградском специализированном магазине № 5 Ленкниги «Техническая книга» (191040, Ленинград, Пушкинская ул., 2). Иногородным специалистам магазин высылает имеющуюся в ассортименте литературу наложенным платежом через отдел «Книга — почтой».*

# ПРОГРЕССИВНЫЕ ВЫСАДОЧНЫЕ ПРЕССЫ

На новых прогрессивных высадочных прессах типоразмеров ML/XL изготавливают детали средней и очень большой длины, например многоступенчатые валы и длинные детали с головками (см. рисунок). Однако, как свидетельствуют данные таблицы, длинные детали не являются единственным видом продукции, получаемой на этих прессах.

Достоинством новых высадочных прессов фирмы Нэйшнел машинери является широкий диапазон диаметров отрезаемых заготовок, высокая производительность, минимальная и максимальная длины высаживаемых изделий при узких допусках и малых потерях металла в отход.



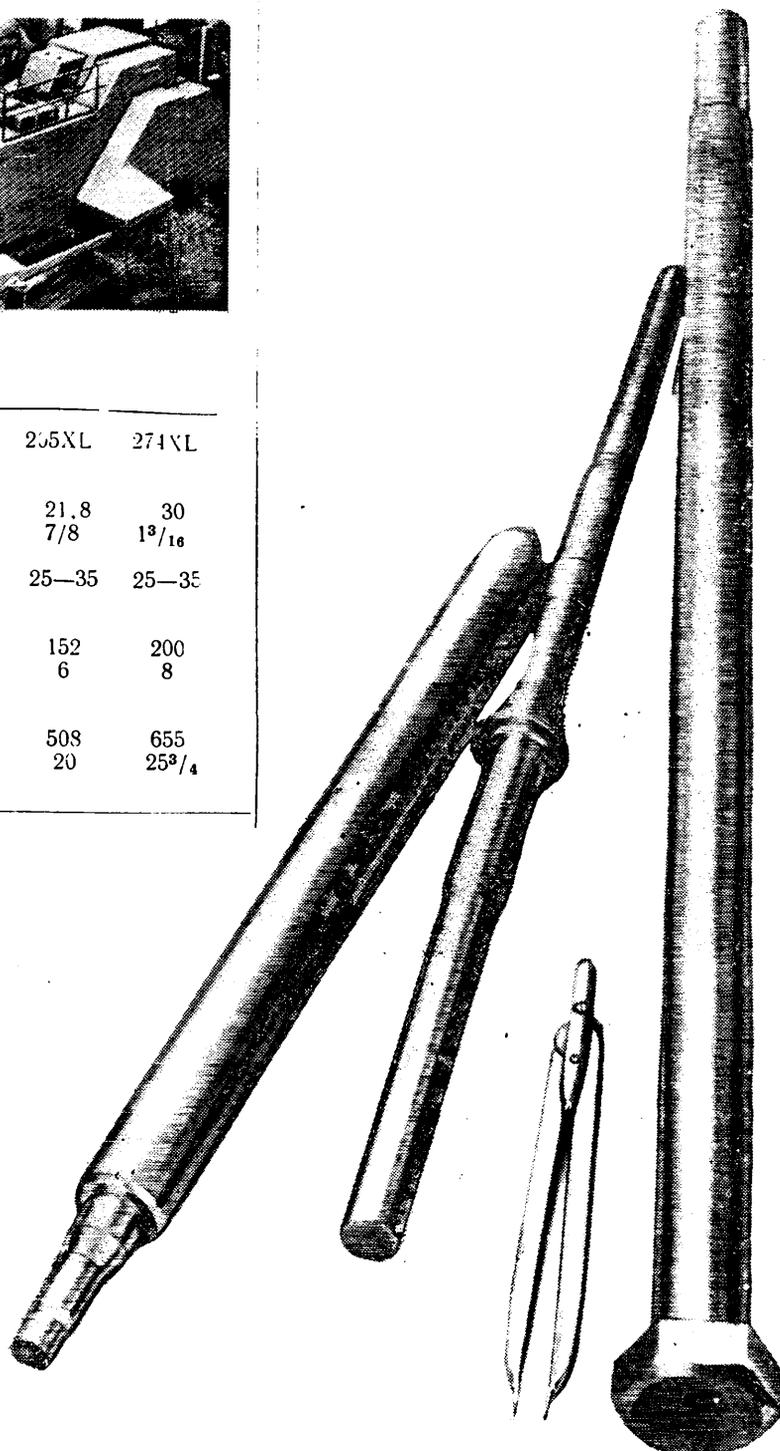
Типоразмер пресса . . .	144XL	204ML	204XL	205XL	274XL
Диаметр отрезаемой заготовки:					
мм . . . . .	14	21.8	21.8	21.8	30
дюймы . . . . .	9/16	7/8	7/8	7/8	1 <sup>3</sup> / <sub>16</sub>
Число деталей, высаживаемых в минуту . . . . .	40—75	40—45	25—35	25—35	25—35
Минимальная длина высаживаемых деталей:					
мм . . . . .	100	127	152	152	200
дюймы . . . . .	4	5	6	6	8
Максимальная длина высаживаемых деталей:					
мм . . . . .	305	381	508	508	655
дюймы . . . . .	12	15	20	20	25 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>

Фирма предлагает помощь в конструировании деталей, обучении операторов и обслуживании оборудования. Для получения дополнительной информации Вы можете обратиться к фирме. Мы охотно поможем Вам при решении возникающих вопросов в области обработки металлов давлением.



Фирма Нэйшнел машинери, 8500 Нюрнберг, Регенсбургер штрассе, 420, п/я 3341, ФРГ, телефон (0911) 40 00 11

Конструкторы и изготовители оборудования для горячей и холоднойковки



Приобретение товаров у иностранных фирм осуществляется организациями и предприятиями в установленном порядке через МИНИСТЕРСТВА и ВЕДОМСТВА, в ведении которых они находятся.

Запросы организаций на проспекты и каталоги по данному объявлению следует направлять по адресу: 113461, Москва, Каховка, 31, корп. 2, В/О «Внешторгреклама», фирма «Инореклама».

Ссылайтесь на № 3707—2/111/14—324.

В/О «ВНЕШТОРГРЕКЛАМА»