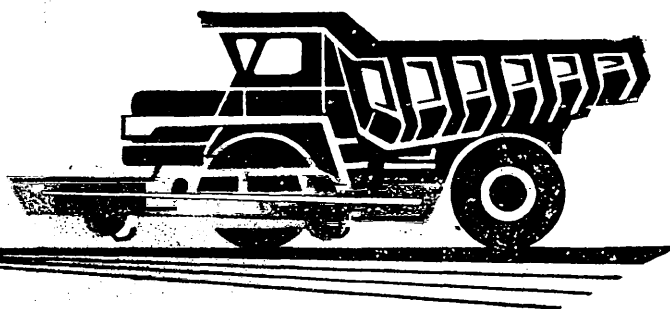


# **ВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ**

*1981*

9



# СОДЕРЖАНИЕ

## ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Б. К. Бурвцев, С. К. Бурвцев, И. К. Дельцов, В. С. Кланица — Капитальный ремонт автомобильной техники — на индустриальную основу . . . . .	1
Е. С. Кузнецов — Техническое обеспечение транспортного процесса — задача комплексная . . . . .	4

## ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ

А. Н. Моисейчик, Б. И. Хмельницкий — Особенности проектирования блоков цилиндров с жидкостным охлаждением . . . . .	6
Г. Д. Чернышев, М. А. Григорьев, Б. В. Бацула — Выбор эжекционного отсоса пыли для воздушных фильтров двигателей . . . . .	8
М. С. Высоцкий, А. Г. Выгонный, Г. В. Мерников — Изгибные колебания и нагруженность картерных деталей силового агрегата грузового автомобиля . . . . .	10
Ю. М. Шульга — Корреляция показаний дымомеров «Хартридж» и SM-2 . . . . .	12

## КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ, ОПЫТ

С. М. Мороз — Электроника в управлении автомобилем . . . . .	13
Г. А. Райкова, С. М. Левин — Развитие автомобильных генераторов . . . . .	16
К. М. Левитин, А. В. Любарщук, А. С. Декаленков — Световые приборы автомобилей в одиннадцатой пятилетке . . . . .	17
М. Н. Фесенко, В. И. Губанов — Указатели для электронных измерительных устройств автомобилей . . . . .	18
В. А. Мищенко, М. М. Дижур, В. М. Кириллов — Вибрационные нагрузки и работоспособность элементов электрооборудования автомобиля . . . . .	20
Я. Х. Закин, Х. М. Мирзамамедов — Ресурс свечей зажигания А9Н автомобилей ЗИЛ-130 . . . . .	21
В. Ф. Чижов, О. В. Синильников — Исследование прочности автомобильных кузовов методом конечных элементов . . . . .	23

## ТЕХНОЛОГИЯ

Н. М. Рудницкий — Пути повышения абразивной износостойкости материалов для деталей автомобилей . . . . .	25
В. И. Литовка, Н. И. Бех, В. Я. Бикерник, О. Ю. Крамаренко, А. У. Яковлев, М. Ф. Казаков — Динамическая прочность высокопрочного чугуна для деталей автомобилей . . . . .	27
В. А. Шамшин — Опыт внедрения алмазного хонингования . . . . .	29
Л. П. Шилай, С. В. Кузнецов — О шероховатости поверхности при высокоскоростном внутреннем шлифовании . . . . .	29

## ИНФОРМАЦИЯ

На ВДНХ СССР	
Н. А. Мухин — Они награждены медалями ВДНХ СССР . . . . .	31
Станки и оборудование для нужд отрасли	
В. Ф. Ржевский, А. З. Бродский — Автоматы, приборы, стенды . . . . .	32
Новости отечественного автомобилестроения	
Б. Г. Рохленко, Ю. И. Побежимов, Ю. М. Шепотько — Входной контроль тормозной аппаратуры автомобилей КамАЗ . . . . .	34
А. Н. Рябичев — Самостопорящиеся крепежные детали . . . . .	35
Новости автомобилестроения за рубежом	
А. А. Чеботаев — Автоцистерны . . . . .	36
Н. М. Соловьев — Новые тормоза фирмы Валео . . . . .	38
В. А. Потапов — Новое в технологии. Механизированные линии штамповки фирмы Ласко . . . . .	38

## КРИТИКА И БИБЛИОГРАФИЯ

Рефераты статей . . . . .	39
Ю. В. Барановский, Л. А. Брахман — Рецензия на книгу «Прогрессивные технологические процессы в автостроении. Механическая обработка, сборка». Под ред. С. М. Степашкина . . . . .	40

Главный редактор А. П. БОРЗУНОВ

## РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

И. В. Балабин, В. М. Бусаров, А. В. Бутузов, А. М. Васильев, М. А. Григорьев, Ю. А. Ечинстов, 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. В. 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

Издательство «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

# АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

9  
СЕНТЯБРЬ  
1981

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

Издается с 1930 года

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ



УДК 629.113.004.67

## Капитальный ремонт автомобильной техники — на индустриальную основу

Кандидаты технических наук **Б. К. БУРАВЦЕВ, С. К. БУРАВЦЕВ, И. К. ДЕЛЬЦОВ, В. С. КЛАНИЦА**  
НАМИ

**Э**ФФЕКТИВНОСТЬ автомобильного транспорта в народном хозяйстве определяется не только уровнем надежности выпускаемых автомобилей, но и качеством их ремонта, особенно капитального. Вместе с тем опыт свидетельствует, что ремонт автомобилей пока еще отстает от производства и прежде всего — по качеству и себестоимости. Например, во многих случаях ресурс капитально отремонтированных двигателей и автомобилей не превышает 30—40% ресурса новых изделий, а себестоимость достигает 90% себестоимости новых.

Одна из основных причин такого положения — ведомственная разобщенность и распыленность авторемонтных предприятий: в настоящее время практически каждое министерство и многие ведомства имеют в своей структуре либо объединения, либо заводы, либо мастерские по ремонту автомобилей, двигателей и других агрегатов, а некоторые — даже свои научно-исследовательские организации, занимающиеся вопросами ремонта.

Понятно, что такого рода ремонтные подразделения не могут быть крупными. И действительно, капитальным ремонтом сейчас в стране занимаются около 900 ремонтных заводов, более 75% из которых имеют программу менее 500 приведенных капитальных ремонтов в год, и около 30 тыс. мастерских, годовая производственная программа каждой из которых не превышает 300 приведенных капитальных ремонтов в год. Все эти ремонтные предприятия принадлежат более чем 40 министерствам и ведомствам. Естественно, при такой разобщенности ремонтных организаций говорить о единой технической политике в области капитального ремон-

та автомобильной техники не приходится, так же как о специализации ремонтных предприятий, единой прогрессивной технологии ремонта, культуре производства, использовании средств автоматизации и т. д. В результате при ремонтных воздействиях на автомобили значительная часть их узлов и деталей, которые мастерская не может восстановить своими силами, заменяются новыми, а часть отремонтированных поступает на сборку с такими отклонениями размеров и качества обработки поверхностей, которые не укладываются в допустимые по техническим условиям пределы.

Кроме того, при нынешней организации ремонта авторемонтные предприятия фактически не заинтересованы в работе по повышению ресурсов отремонтированной ими техники, поскольку сложившаяся система взаимных расчетов между ними и автотранспортными предприятиями по принципу «штука за штуку» и необходимость количественного выполнения любой ценой планируемой годовой программы капитальных ремонтов отодвигают проблему качества на второй план. По этой же причине ремонтные заводы зачастую принимают в капитальный ремонт не ремонтный фонд, а изделия, подлежащие списанию, но никак не восстановлению.

Большая доля вины за некачественный ремонтный фонд лежит и на автотранспортных предприятиях: зачастую причиной повреждения агрегатов и узлов является нарушение правил технической эксплуатации (перегрузки, несвоевременная и некачественная замена смазки, применение масел и топлив несоответствующих сортов, несоблюдение требуемых усилий затяжки ответственных резьбовых

соединений, проведение некачественных и не в полном объеме технических обслуживаний и текущих ремонтов, невыдерживание заданного теплового режима и др.).

Однако утверждать, что низкое качество капитального ремонта автомобилей и их агрегатов, наблюдаемое на многих, особенно мелких, ремонтных предприятиях, является отражением сущности и возможностей авторемонтного производства, было бы неправильным.

Опыт передовых отечественных авторемонтных заводов и примеры эффективной организации капитального ремонта автомобильных агрегатов некоторыми крупными автомобильными зарубежными фирмами свидетельствуют о том, что обеспечить межремонтный ресурс отремонтированных агрегатов, близкий к уровню новых изделий, вполне реально и экономически выгодно. Капитальный ремонт позволяет в полной мере использовать остаточный ресурс деталей, экономнее расходовать народнохозяйственные средства, в частности металл и топливно-энергетические ресурсы. Так, например, расходы, связанные с использованием в процессе ремонта годных деталей, составляют не более 10% от преysкурантной цены новых деталей, а расходы на ремонт и восстановление деталей — 30—50% себестоимости их изготовления. Выгодно это и с точки зрения экономии металла: затраты на материалы при восстановлении деталей в десятки и сотни раз меньше, чем при их изготовлении [1]. Расчеты показывают, что путем восстановления 60 тыс. коленчатых валов двигателей мощностью 150 кВт можно получить экономии более 1200 т высококачественного металла [2].

Из сказанного следует, что создание рациональной организации капитального ремонта автомобильной техники, поиск путей и методов повышения качества и эффективности ремонтного производства следует рассматривать сейчас как важнейшие народнохозяйственные задачи.

Наиболее экономически оправданным и целесообразным путем повышения эффективности и качества капитального ремонта автомобильных агрегатов являются концентрация и специализация авторемонтного производства и перевод его на индустриальную основу. В этом случае вся деятельность авторемонтного производства будет подчинена единой технической политике, законодателем которой станет автомобильная промышленность в лице заводов-изготовителей автомобильной техники, появится возможность применять при капитальном ремонте технологические процессы и оборудование, аналогичные применяемым в автомобилестроении.

Решать задачу индустриализации авторемонтного производства целесообразно поэтапно. На первом этапе — создать при головных заводах-изготовителях автомобилей опытно-показательные заводы по капитальному ремонту агрегатов. Эти заводы будут вырабатывать единую технологию ремонта, обеспечивающую ресурс отремонтированных изделий не менее 80—90% ресурса новых, и станут своего рода головными заводами. Отработанную ремонтную конструкторско-технологическую документацию можно будет в законодательном порядке распространять на все реконструированные авторемонтные предприятия. На втором этапе во время освоения новых моделей автомобилей — создать при производственных объединениях фирменную орга-

низацию капитального ремонта агрегатов и узлов.

Работа в этом направлении ведется уже на протяжении ряда лет. Крупнейшие заводы отрасли (ЗИЛ, КамАЗ, ЯМЗ, ГАЗ, ЗМЗ и др.) совместно с научно-исследовательскими и проектными институтами (НАМИ, НИИТавтопромом и др.) создают конструкторскую и технологическую документацию на капитальный ремонт автомобильных агрегатов; идет строительство завода по капитальному ремонту двигателей ЯМЗ; заканчиваются проектные работы по реконструкции и оснащению завода по капитальному ремонту силовых агрегатов автомобилей ЗИЛ-130; начато строительство крупнейшего в Европе завода по капитальному ремонту силовых агрегатов автомобилей КамАЗ. По ремонтной документации, разработанной предприятиями и организациями отрасли, в экспериментальном порядке проведен капитальный ремонт двигателей ЗМЗ-53, ЗИЛ-130, ГАЗ 52-04, ЯМЗ-238. Все они успешно прошли испытания на безотказность в объеме, установленном ГОСТом.

Другие конкретные шаги, предпринимаемые в этом направлении отдельными заводами Министерства автомобильной промышленности, изложены в работах [2 и 3].

Весь накопленный к настоящему времени опыт показывает, что капитальный ремонт автомобильной техники на индустриальной основе возможен только при наличии единой ремонтной конструкторско-технологической документации и единого специализированного оборудования и оснастки, т. е. на стандартном типом предприятии, которое, как правило, находится в подчинении производственного объединения отрасли или работает на договорных началах, проводя техническую политику завода-изготовителя. Только на таком предприятии возможно введение обоснованных коэффициентов сменности деталей, т. е. объективное планирование расхода запасных частей на капитальный ремонт агрегатов, узлов.

Предлагаемая стратегия организации капитального ремонта автомобильной техники на индустриальной основе повысит — путем создания фирменной организации капитального ремонта агрегатов и узлов — ответственность заводов-изготовителей за уровень надежности выпускаемых изделий, на протяжении всего цикла их эксплуатации, а также качество их ремонта за счет реализации принципов организационной и технологической преемственности автомобилестроения и ремонтного (точнее, «вторичного») производства. Рациональнее будут расходоваться и запасные части.

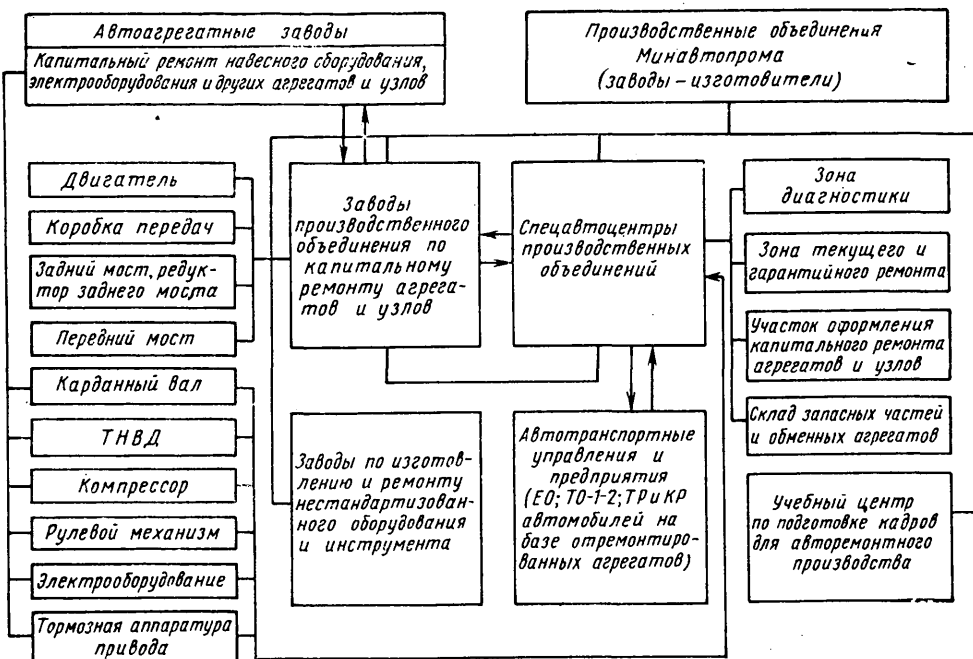
Фирменная организация капитального ремонта автомобильных агрегатов позволит оперативно использовать обратную связь «эксплуатация — завод» в целях повышения качества автомобильной техники и улучшения ее ремонтпригодности на стадиях проектирования, производства и модернизации, повысит престиж завода-изготовителя, так как ремонт агрегатов, узлов и деталей, выполняемый мелкими, маломощными мастерскими и авторемонтными заводами, не всегда располагающими достаточно квалифицированными специалистами, дискредитирует (частыми отказами, низкими межремонтными пробегами и высокими расходами на эксплуатационно-ремонтные нужды) качество выпускаемых изделий.

При организации авторемонтного производства на индустриальных принципах в составе производственных объединений следует предусмотреть создание учебных центров по подготовке и переподготовке кадров для авторемонтных предприятий.

При организации производства капитального ремонта автомобильной техники индустриальными методами необходимо уточнить само понятие «капитальный ремонт». Под капитальным ремонтом автомобильных агрегатов следует, видимо, понимать их «вторичное производство» методами и средствами, равноценными по точности исполнения основному производству, с максимальным повторным использованием деталей с гарантированным остаточным ресурсом. Изношенные детали, прежде всего базовые и основные, должны рассматриваться как технологические заготовки, у которых геометрические параметры и физико-механические свойства рабочих (служебных) поверхностей необходимо восстановить до уровня свойств новых деталей, т. е. так, чтобы при сборке сопряжения деталей соответствовали нормам и точности, установленным для нового изделия. Ресурс восстановленных базовых и основных деталей должен гарантировать ресурс отремонтированного агрегата не менее 80% ресурса нового, а себестоимость ремонта должна быть экономически выгодной.

Основными звеньями фирменной системы (см. рисунок) следует, таким образом, считать создание при головных заводах-изготовителях производственных объединений служб по разработке единой ремонтной конструкторско-технологической документации и по совершенствованию форм организации капитального ремонта агрегатов и узлов; строительство в составе производственных объединений опытно-показательных заводов (цехов) по капитальному ремонту агрегатов и узлов; создание расширенной сети специализированных автоцентров; ввод дополнительных мощностей на заводах-изготовителях или строительство заводов по производству и ремонту высокопроизводительного нестандартного оборудования и сложной оснастки; организацию на промышленной основе централизованного восстановления изношенных деталей для применения их в качестве запасных частей; создание системы по подготовке и переподготовке высококвалифицированных кадров для авторемонтного производства.

Технологическую основу фирменной организации капитального ремонта должны составить обезличенный поточный метод ремонта и восстановления основных и базовых деталей средствами, равноценными по нормам точности основному производству (автостроению), при максимальном использовании деталей с остаточным ресурсом, обеспечивающим



заданный межремонтный ресурс. При этом под восстановлением детали следует понимать обеспечивающее заданный ресурс технологическое воздействие с целью обеспечения утраченной работоспособности детали, которая вышла за пределы, регламентированные нормативно-технической документацией. Под централизованным восстановлением деталей следует понимать серийное или массовое восстановление их как товарной продукции.

При фирменном индустриальном ремонте, очевидно, не нужна прямая связь автотранспортных предприятий с авторемонтными заводами. Связующим звеном между ними станут специализированные автоцентры. Именно они должны диагностировать техническое состояние агрегатов и узлов и определять целесообразность их капитального ремонта; организовывать сборку (закупку) ремонтного фонда и реализовывать капитально отремонтированные агрегаты и узлы; снабжать потребителей запасными частями; проводить при необходимости текущий ремонт агрегатов и узлов или их регулирование. Иными словами, специализированные автоцентры должны стать опорными пунктами проведения технической политики заводов-изготовителей.

Кроме опытно-показательных заводов, создаваемых при производственных объединениях, нужна сеть крупных фирменных авторемонтных заводов в других регионах страны, которые будут удовлетворять потребность конкретных регионов в капитальном ремонте автомобильных агрегатов и узлов. При решении вопросов территориального размещения ремонтных заводов и специализированных автоцентров следует учитывать плотность размещения автомобилей по моделям и интенсивность их использования в данной зоне.

Ввиду нецелесообразности проводить капитальный ремонт полнокомплектного автомобиля на ремонтных заводах, очевидно, можно допустить, как исключение, ремонт полнокомплектных автомобилей на автотранспортных предприятиях (станциях ТО) на базе готовых агрегатов, капитально отремонтированных на ремонтных заводах. Обеспечение запасными частями должно осуществляться

централизованно — производственными объединениями.

В заключение отметим, что в целях совершенствования хозяйственного механизма, внедрения и развития системы динамического планирования производственной программы ремонтных заводов (в зависимости от фактического поступления и наличия ремфонда), повышения материальной заинтересованности в сдаче и сохранности ремонтного фонда, удовлетворяющего требованиям ремонтной документации, улучшения качества капитального ремонта целесообразно во взаимоотношениях ремонтного производства с клиентами установить систему независимых расчетов, включающую, в частности, свободную куплю ремонтного фонда и продажу отремонтированных агрегатов. Эта идея не новая, но она заслуживает самого серьезного внимания.

Таким образом, организация фирменного капитального ремонта автомобильной техники на индустриальной основе — проблема назревшая, поэтому решать ее нужно быстрее. В этом залог того, что транспортная система страны будет работать более качественно и эффективно, т. е. так, как требуют решения XXVI съезда нашей партии.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Какуевицкий В. Г.* Централизованное восстановление деталей автомобилей в УССР. — *Автомобильный транспорт*, 1978, № 1, с. 34—36.
2. *Дельцов И. К., Буравцев Б. К., Буравцев С. К., Блюдов Е. П.* Резерв обеспечения запасными частями. — *Автомобильный транспорт*, 1980, № 3, с. 43—45.
3. *Долецкий В. А.* Совершенствование авторемонтного производства на основе индустриализации и типизации методов восстановления деталей. — *Автомобильная промышленность*, 1981, № 2, с. 6—7.

УДК 629.113:656.13

## Техническое обеспечение транспортного процесса — задача комплексная

Д-р техн. наук Е. С. КУЗНЕЦОВ

НИИАТ

**В.** «ОСНОВНЫХ направлениях экономического и социального развития СССР на 1981—1985 годы и на период до 1990 года», утвержденных XXVI съездом КПСС, предусмотрено значительное развитие автомобильного транспорта как части социально-экономической программы страны. При этом особое внимание уделено повышению уровня использования и надежности работы технических средств транспорта. И это закономерно. Развитие народного хозяйства диктует необходимость определенного, из года в год увеличивающегося, объема перевозок автомобильным транспортом. Этот объем можно назвать потребным (или потенциальным) конечным продуктом данного вида общественного труда.

Транспорт может выполнить объем перевозок, равный произведению общего числа единиц подвижного состава на среднюю производительность одного транспортного средства. Этот объем представляет собой реализуемый конечный продукт. Очевидно, что чем ближе по величине потенциальный и реализуемый конечные продукты, тем эффективнее работа автомобильного транспорта, так как в данном случае народнохозяйственные потребности будут удовлетворяться при полном использовании возможностей автомобильной техники и при минимальных затратах труда, денежных и материальных затрат.

Решением этой важнейшей задачи занимаются автомобильная и смежные отрасли промышленности, а также предприятия автомобильного транспорта и дорожного хозяйства. Однако, как показывает статистика, отдача от реализуемых ими мероприятий пока еще недостаточна главным образом из-за их некомплексности, стремления решить общую задачу только на отраслевом уровне или даже на уровне отдельных предприятий. Между тем повышение работоспособности непрерывно растущего автомобильного парка — в силу больших масштабов привлекаемых трудовых и материальных ресурсов, сложности системы взаимодействия отраслей, а также огромной роли автомобильного транспорта в народном хозяйстве — должно быть отнесено к общегосударственным задачам и, следовательно, решаться на всех уровнях управления. Пути ее решения вытекают из анализа факторов, от которых зависят производительность автомобильного парка и стоимость перевозок.

Проведенные исследования и обобщение имеющегося опыта показывают, что все свойства, определяющие качество автомобиля как транспортного средства, производительность, себестоимость, экономичность, комфортабельность и др. — ухудшаются по мере работы с большей или меньшей интенсивностью. Поэтому с позиций народного хозяйства необходимо рассматривать так называемые — реализуемые показатели ка-

чества, т. е. средние показатели за срок службы автомобилей данного класса. Реализуемые показатели качества определяются начальными значениями этих показателей ( $L_{\text{н}}$ , рис. 1), интенсивностью их изменения и сроком службы изделия  $t$ .

Начальные показатели качества формируются промышленностью в соответствии с развитием научно-технического прогресса, требованиями эксплуатации и производственными возможностями. Они (ресурс до капитального ремонта, долговечность, надежность, удельная мощность, грузоподъемность, средняя скорость движения и др.) непрерывно улучшаются, что позволяет выполнять заданный объем перевозок меньшим числом автомобилей, и наоборот, одним и тем же количественным составом автомобильного парка выполнять больший объем перевозок.

Уровень начальных показателей качества, таким образом, непосредственно влияет на уровень реализуемых показателей, т. е. на вклад данного свойства в конечный продукт. Однако, как уже отмечалось, хозяйственный эффект применения автомобильной техники зависит не только от начальных показателей качества, но и от того, как они изменяются в течение всего периода эксплуатации автомобиля. Интенсивность изменения показателей качества во времени в равной степени зависит от промышленности и сферы эксплуатации, которая влияет на нее через систему и организацию технического обслуживания и ремонта, квалификацию персонала (водители, ремонтники, ИТР), уровень обеспеченности производственной базой и другие факторы. Кроме того, на реализуемые показатели качества влияют и условия эксплуатации — дорожные, климатические.

На рис. 2 приведены данные об изменении некоторых показателей качества легкового автомобиля-такси. Из сравнения двух интервалов (0—50 тыс. км и 300—350 тыс. км) следует, что коэффициент технической готовности автомобиля в период между интервалами сокращается на 11%, пробег и выработка на рабочий день — почти в 2 раза, простой в ремонте увеличивается в 1,8 раза, а удельный расход запасных частей — более чем в пятьдесят раз.

Фактический срок службы изделия в народном хозяйстве зависит не только от его конструктивной надежности и условий эксплуатации, но и от степени удовлетворения потребностей народного хозяйства транспортными средствами данного типа и класса. Нехватка соответствующих транспортных средств вызывает замедление темпов списания, т. е. старение парка, и отражается на фактической производительности автомобиля. Использование автомобилей с большим пробегом с начала эксплуатации резко ухудшает их эксплуатационные качества; сокращается коэффициент технической готовности

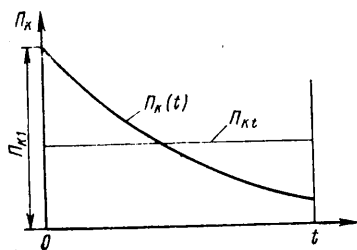


Рис. 1. Схема изменения показателей качества во времени [ $P_{k1}$  — начальное значение показателя качества;  $P_k(t)$  — текущие значения показателя качества;  $P_{k2}$  — реализуемое значение показателя качества]

и, как следствие, производительность, резко возрастают трудовые и материальные затраты и потребность в рабочей силе, меняется характер ремонтных работ — увеличивается их сложность, растет потребность в специальном ремонтном оборудовании и запасных частях. Так, у автобуса большого класса в интервале пробега 150—200 тыс. км по сравнению с пробегом 0—50 тыс. км номенклатура необходимых запасных частей возрастает в 2,6 раза (с 77 до 200 наименований). При этом доля базовых и основных деталей, а также узлов и агрегатов увеличивается в номенклатуре с 11—12 до 25—36%. Абсолютный рост номенклатуры базовых и основных деталей, узлов и агрегатов для тех же интервалов составляет 800%.

Общее старение парка сопровождается увеличением удельного веса в парке автомобилей и агрегатов, прошедших капитальный ремонт и имеющих значительно более низкие показатели надежности. Например, за первые 50 тыс. км пробега коэффициент технической готовности капитально отремонтированного автобуса среднего класса (по сравнению с новым автомобилем, имеющим пробег те же 50 тыс. км) составил 83%, среднемесячный пробег — 65%, наработка на один отказ — 33%, простой в ремонте — 270%, расход запасных частей — 720%.

Особенно неэффективны многократные капитальные ремонты полнокомплектных автомобилей, приводящие к непропорционально малому и весьма дорогостоящему для народного хозяйства увеличению общего ресурса изделий. Так, если принять ресурс автомобиля до списания без капитального ремонта за 100%, то один капитальный ремонт увеличивает общий ресурс до списания грузовых автомобилей в среднем до 112, два — 118 и три — 131%, для пассажирских автомобилей соответственно до — 107, 110 и 118%.

Таким образом, заданный объем перевозок (или другие показатели эффективности автомобильного транспорта, например производительность, себестоимость) может быть получен парком разного количественного и качественного (в смысле надежности) состава, что предопределяет возможность реализации ряда стратегий, а именно: расширение производства автомобилей с данным уровнем качества, что приведет к сокращению среднего срока их службы в народном хозяйстве и соответствующих затрат на техническое содержание; повышение качества автомобилей, что позволит осуществлять заданный объем перевозок меньшим парком; расширение производства запасных частей и капиталовложений в развитие капитального ремонта автомобилей и производственной базы автомобильного транспорта при недостаточном производстве автомобилей и росте фактических сроков их службы; расширение дорожного строительства; подготовка персонала (водители, ремонтные рабочие) более высокой квалификации и др. Естественно, что возможно и сочетание этих вариантов при решении задачи технического обеспечения транспортного процесса.

Вся совокупность затрат на автомобильные перевозки характеризуется полными приведенными затратами, включающими:

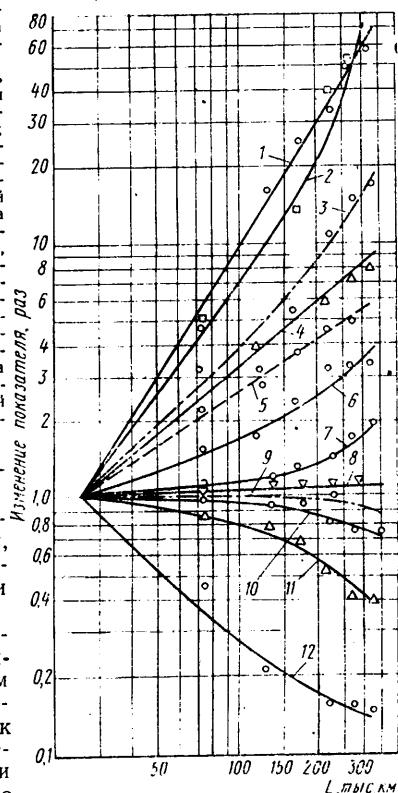
эксплуатационные затраты (стоимость топлива, материалов, шин, ТО и ТР, амортизации и капитального ремонта, заработная плата водителя, накладные расходы, затраты на погрузочно-разгрузочные работы и дорожную составляющую; кроме того, следует учитывать и возможный ущерб от нехватки подвижного состава);

капитальные вложения в автомобильные перевозки (стоимость подвижного состава, производственной базы автомобильного транспорта, ремонтной базы, сооружения грузовых станций и дорожного строительства).

Целесообразно отдельно учитывать и капиталовложения, связанные с социальным обеспечением персонала (учебные заведения, жилищное строительство и др.). Здесь необходимы несколько программ и мероприятий по управлению на различных уровнях. Это прежде всего общегосударственные и, частично, межотраслевые и отраслевые программы, связанные с управлением возрастной структурой парка, регламентацией и реализацией требований к качеству и надежности автомоби-

Рис. 2. Изменения некоторых показателей качества автомобилей-такси за пробег 350 тыс. км:

1 — удельная трудоемкость технического обслуживания и ремонта; 2 — удельные затраты на запасные части; 3 — средняя стоимость одной замены деталей; 4 — стоимость расхода запасных частей на один случай ремонта; 5 — номенклатура запасных частей; 6 — количество запасных частей, расходуемых на один автомобиль; 7 — удельный простой в ремонте и техническом обслуживании; 8 — затраты на топливо; 9 — коэффициент технической готовности; 10 — выручка на 1000 км пробега; 11 — выручка на календарный день; 12 — наработка на отказ и неисправность



лей и материалов, дорожным строительством, повышением квалификации и обеспеченности персоналом.

Как отмечалось, «омоложение» парка, связанное с расширением производства новых автомобилей, приводит к значительному повышению производительности одного автомобиля, что позволяет тот же объем перевозок осуществлять меньшим парком или увеличить — при постоянном составе парка — его общую производительность. При этом существенно сокращаются потребности в производственной базе для технического обслуживания и ремонта, капитальном ремонте агрегатов и запасных частях. Например, при сокращении срока службы автомобилей с 12 до 7 лет размер парка для осуществления одного и того же объема перевозок может быть сокращен на 17%; потребность в ремонтных рабочих в автотранспортном предприятии сократится на 22%, в комплектах капитально отремонтированных основных агрегатов — с 285 до 173%, среднегодовой расход запасных частей — с 49% от стоимости новых автомобилей, необходимых для поддержания численного состава парка, до 28%, т. е. в 1,8 раза.

Повышение качества и надежности подвижного состава сокращает потребности в производственной базе, ремонтном персонале и расходе запасных частей, благоприятно сказывается на расходах по техническому обслуживанию и текущему ремонту автомобилей, окупает некоторое увеличение стоимости усовершенствованных автомобилей и капиталовложения в автомобильную промышленность.

Улучшение дорожных условий сокращает затраты на техническое обслуживание и ремонт, топливо, шины, амортизационные расходы (при постоянном объеме перевозок размер парка уменьшается), капиталовложения на пополнение парка и создание базы для технического обслуживания и ремонта, но увеличивает эксплуатационные затраты (капиталовложения) в дорожное строительство.

Программа, учитывающая все многообразие этих взаимосвязанных факторов, позволяет определить оптимальное их сочетание — оптимальное с точки зрения общегосударственных интересов.

Рассмотрим один из возможных методических подходов решения этой задачи применительно к заданному объему перевозок.

На первом этапе решения задачи в качестве регулируемого фактора принимается срок службы автомобилей, в качестве ограничения — планируемый объем перевозок, целевой функций — приведенные затраты. Как следует из рис. 3, минимальные приведенные затраты  $A$  для рассматриваемых условий (расчет выполнен для грузового автомобиля грузоподъемностью 5 т, работающего по второй категории условий эксплуатации) соответствуют сроку службы 4—5 лет. При этом размер парка составит 78% от имеющегося при сложившемся в настоящее время сроке службы; потребность в производственной базе предприятия сократится на 27%, затраты по техническому обслуживанию и ремонту — на 30%, потребность в капитальном ремонте основных агрегатов (и соответственно в капиталовложениях в ремонтную базу) — в 1,5 раза, а сред-

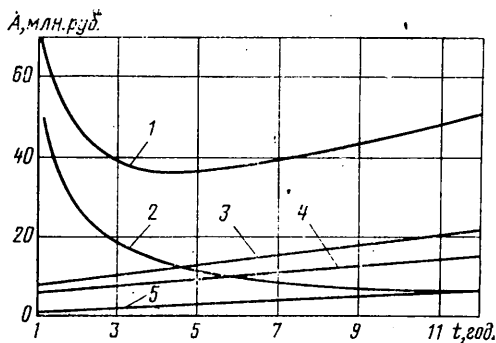
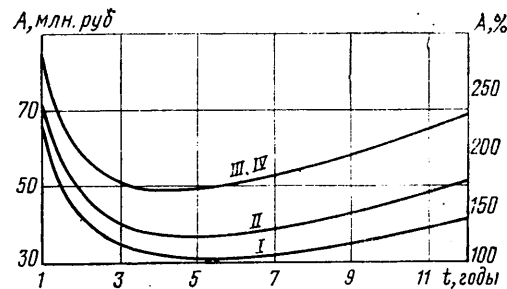


Рис. 3. Изменение приведенных А затрат на грузовые перевозки в зависимости от срока службы t автомобиля на дорогах второй технической категории:



негодовая потребность в запасных частях — с 60 до 20—26% (по отношению к стоимости поставки новых автомобилей, необходимых для поддержания постоянного численного состава парка). Однако минимизация приведенных затрат в данном случае связана с увеличением производства новых автомобилей: объем их поставок для поддержания оптимального возрастного состава парка должен быть увеличен почти в 2 раза.

Из рис. 3 видно, что целевая функция в области своего оптимума изменяется незначительно, поэтому можно говорить об оптимальном интервале значения целевой функции, например, для срока службы 3—7 лет. Подобный подход существенно расширяет поиски альтернативных решений. Действительно, если приведенные затраты в этом интервале срока службы автомобилей практически постоянны, то появляется возможность варьирования вариантами потребностей в фактических материальных ресурсах и их видах, приведенных капитальных вложениях, трудовых ресурсах и др. (табл. 1).

Таблица 1

Показатели	Варианты обеспечения транспортного процесса, % при сроках службы	
	3 года	7 лет
Парк автомобилей	100	133
Необходимые поставки новых автомобилей	100	37
Затраты на ТО и ТР	100	142
Капиталовложения в производственную базу АТП	100	131
Капиталовложения в авторемонтное производство	100	572
Общая потребность в ремонтном персонале	100	143
Среднегодовой расход запасных частей на один автомобиль	100	371

Таблица 2

Показатели	Варианты обеспечения транспортного процесса, % для технической категории дорог		
	I	II	III
Оптимальные приведенные затраты	80—82	100	138—140
Парк автомобилей	96—98	100	103—105
Затраты на ТО и ТР	78—82	100	128—130
Затраты на топливо	82—84	100	115—118
Затраты на шины	73—77	100	145—150
Капиталовложения в производственную базу АТП и АРЗ	80—83	100	138—140
Капиталовложения в дорожное строительство	140—145	100	88—89

Поэтому расчеты, основанные на приведенных затратах, следует рассматривать в качестве прогностических оценок на 10—15 лет, которые затем уточняются путем детального анализа статей капиталовложений, эксплуатационных затрат и ресурсов.

Введение в состав управляемых факторов дорожных условий значительно увеличивает число возможных решений. Например (табл. 2), диапазон возможных вариантов решений по возрастному составу парка увеличивается (от 2,5 до 11 лет) при переходе с эксплуатацией подвижного состава с дорог второй технической категории на первую и сохранении приведенных затрат на оптимальном уровне, соответствующем перевозкам по дорогам второй технической категории (рис. 4).

Из всего сказанного следует, что определение рациональной политики технического обеспечения транспортного процесса возможно только при совместном, на общегосударственном уровне, рассмотрении и координированном развитии трех основных секторов народного хозяйства: автомобильной и смежных отраслей промышленности (производство автомобилей, запасных частей, эксплуатационных материалов, капитальный ремонт основных агрегатов); автомобильного транспорта (организация технического обслуживания и ремонта, производственная база, средства механизации, персонал и др.); дорожного хозяйства (строительство и поддержание дорог, обеспечение безопасности движения и т. д.). Этой цели должна служить совместная программа научных исследований и координации мероприятий, обеспечивающих разработку и реализацию рациональной стратегии технического обеспечения транспортного процесса. Наиболее действенными факторами, которые могут в перспективе изменить всю структуру системы технического обеспечения транспортного процесса и сократить в 1,2—2 раза приведенные затраты, являются повышение надежности выпускаемых автомобилей, существенное омоложение парка и улучшение дорожных условий, отказ от полнокомплектного капитального ремонта.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Автомобильные транспортные средства* / Под ред. Д. П. Великанова. М.: Транспорт, 1977. 324 с.
2. *Великанов Д. П., Сорокин Б. Л.* Проблемы автомобилизации. М.: Знание, 1976. 64 с.
3. *Кузнецов Е. С.* Методические основы и классификация задач технической эксплуатации подвижного состава автомобильного транспорта. М.: Минавтотранс РСФСР, ЦБНТИ, 1979. 42 с.
4. *Кузнецов Е. С.* Техническая эксплуатация автомобилей в США. М.: Транспорт, 1978. 160 с.
5. *Хейнман С.* Разделение труда и развитие инфраструктуры. — Коммунист, 1979, № 17, с. 51—61.

УДК 621.43-222:001.63:621.43:036.17



## Особенности проектирования блоков цилиндров с жидкостным охлаждением

А. Н. МОИСЕЙЧИК, Б. И. ХМЕЛЬНИЦКИЙ

НАМИ

ЭФФЕКТИВНОСТЬ системы подогрева двигателя при низких температурах окружающей среды оценивают временем подготовки двигателя

к принятию нагрузки. Сокращение времени прогрева двигателя перед пуском обеспечивает увеличение производительности автомобиля при низких



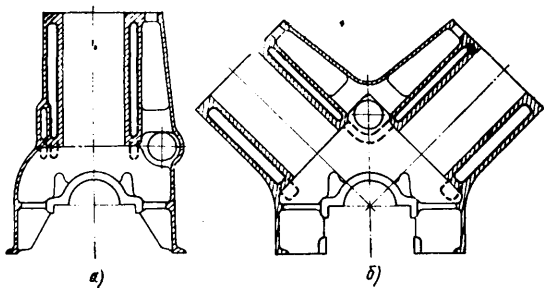


Рис. 1. Поперечный разрез блока цилиндров рядного (а) и V-образного (б) двигателей

температурах. Чтобы выявить возможности сокращения этого времени, рассмотрим особенности прогрева.

При прогреве двигателя с жидкостным охлаждением с помощью подогревателя тепло распределяется неравномерно. Быстрее прогреваются головки блока и стенки цилиндров, медленнее — подшипники коленчатого вала. Анализ результатов испытаний прогрева двигателей с чугунными блоками цилиндров показал, что при термосифонной циркуляции жидкости между подогревателем и двигателем для повышения средней температуры коренных подшипников на 1 К необходимо подвести в двигатель 0,82 Вт на 1 кг массы. Для повышения средней температуры головок блока на 1 К достаточно подвести 0,129 Вт на 1 кг массы, т. е. в 6,3 раза меньше, чем для прогрева коренных подшипников. Испытаниями двигателей в холодильной камере установлено, что нагрев коренных подшипников коленчатого вала происходит в основном за счет теплопередачи от водяной рубашки блока цилиндров. Но возможность пуска двигателя после прогрева подогревателем определяется средней температурой коренных подшипников, поэтому при проектировании системы охлаждения двигателя следует принять такие конструктивные решения, которые обеспечат улучшение прогрева этих подшипников. Наиболее рациональным путем решения данной задачи является сокращение расстояния между водяной рубашкой блока цилиндров и коренными подшипниками. Это может быть достигнуто увеличением высоты водяной рубашки блока. На рис. 1 приведены схемы поперечных разрезов рядного (а) и V-образного (б) двигателей; штриховыми линиями нанесены увеличенные водяные рубашки блока цилиндров.

Увеличение высоты водяной рубашки блока цилиндров приводит к увеличению ее внутренней поверхности, что дает возможность улучшить равномерность прогрева двигателя и применить подогреватель с большей теплопроизводительностью. Но нужно иметь в виду, что увеличение емкости водяной рубашки может увеличить время самопрогрева двигателя после пуска. Поэтому при проектировании дополнительные объемы охлаждающей жидкости следует распределять по блоку цилиндров так, чтобы они располагались возможно ближе к коренным подшипникам и наиболее металлоемким частям блока.

При выбранной конструкции водяной рубашки равномерность прогрева блока цилиндров зависит от выбора мест подвода и отвода жидкости при прогреве двигателя перед пуском. Жидкость наиболее целесообразно подавать в самую металлоемкую часть двигателя — зону картера маховика, причем

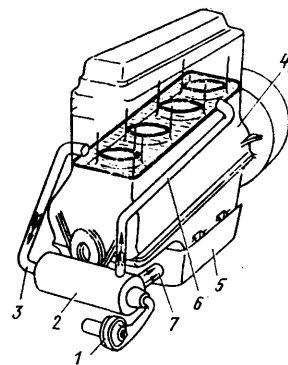


Рис. 2. Схема установки подогревателя на рядном двигателе при термосифонной циркуляции жидкости:

1 — электровентиль; 2 — котел подогревателя; 3 — труба отвода жидкости из двигателя в подогреватель; 4 — блок цилиндров; 5 — фальшподдон; 6 — труба подвода жидкости в двигатель от подогревателя; 7 — труба подвода отработавших газов подогревателя под масляный поддон

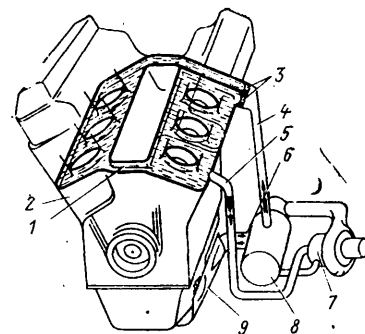


Рис. 3. Схема установки подогревателя с принудительной циркуляцией жидкости на V-образном двигателе:

1 — канал, соединяющий правую и левую рубашки блока; 2 — блок цилиндров; 3 — каналы подвода жидкости в рубашки блока; 4 — труба подвода жидкости в двигатель от подогревателя; 5 — труба отвода жидкости из двигателя в подогреватель; 6 — труба подвода отработавших газов подогревателя под масляный поддон; 7 — насосный агрегат; 8 — котел подогревателя; 9 — фальшподдон

в нижнюю часть рубашки блока. Отводить ее из рубашки блока в подогреватель следует со стороны, противоположной маховику, из самой нижней ее части (рис. 2).

При проектировании рядного двигателя желательно предусмотреть возможность установки оси котла подогревателя перпендикулярно оси коленчатого вала. При таком расположении обеспечивается удобство подключения подогревателя к рубашке блока при подводе и отводе жидкости с разных сторон. Кроме того, отработавшие газы подогревателя могут быть использованы для разогрева масла в поддоне двигателя (трубка подвода газов под поддон будет более короткой).

Для V-образных двигателей подвод и отвод жидкости при прогреве подогревателем имеет большое значение. Как показали испытания, только за счет этого прогрев коренных подшипников удается улучшить на 20—30%. Поэтому при разработке блока цилиндров V-образного двигателя следует предусмотреть специальные каналы, объединяющие рубашки обоих блоков в нижней части зоны маховика и носка коленчатого вала (рис. 3).

Располагать подогреватель на V-образном двигателе можно так же, как на рядном. В этом случае отверстия подвода и отвода жидкости должны находиться с разных сторон блока. Но можно располагать и так, чтобы ось подогревателя была параллельна оси коленчатого вала. В этом случае выходы каналов, объединяющих рубашки обоих блоков цилиндров, следует располагать с той же стороны, что и подогреватель.

Равномерность прогрева двигателя, достигнутая путем оптимального подключения к рубашке блока котла подогревателя, кроме улучшения прогрева подшипников, уменьшает тепловые деформации деталей двигателя. А это уменьшает мощность, необходимую для проворачивания двигателя при его пуске.

Эффективность прогрева подшипников коленчатого вала зависит также от материала, из которого выполнен блок цилиндров. В частности, применение алюминиевого сплава вместо чугуна улучшает при

прочих равных условиях прогрев коренных подшипников примерно вдвое. Принудительная циркуляция жидкости между водяной рубашкой двигателя и котлом подогревателя, осуществляемая с помощью специального насоса с электроприводом, тоже заметно сокращает время предпускового прогрева: он происходит примерно в 1,5 раза быстрее, чем в случае термосифонной циркуляции. Кроме того, принудительная циркуляция жидкости заметно повышает равномерность прогрева двигателя: при термосифонной циркуляции жидкости температуры наиболее и наименее нагретых частей рубашки блока цилиндров и головок блока отличаются на 60—

70 К, а при принудительной — только на 16—38 К. Таким образом, эффективность прогрева двигателя перед пуском может быть повышена увеличением высоты рубашки блока цилиндра (приближением ее нижнего уровня к коренным подшипникам коленчатого вала); выбором оптимального для данной конструкции двигателя варианта подвода и отвода жидкости в рубашку блока цилиндров; применением в качестве материала блока цилиндров алюминиевого сплава (вместо чугуна) и принудительной циркуляции жидкости, поступающей от подогревателя.

УДК 621.43.038.7/1

## Выбор эжекционного отсоса пыли для воздушных фильтров двигателей

Д-р техн. наук Г. Д. ЧЕРНЫШЕВ, канд. техн. наук М. А. ГРИГОРЬЕВ, Б. В. БАЦУЛА

Ярославский моторный завод

В ПОСЛЕДНИЕ годы в воздушных фильтрах в качестве фильтрующих элементов все более широко применяются пористые картонные КФВ, КТФВ-155, ПКВ-П, а для увеличения срока службы картонных фильтрующих элементов (КФЭ) в фильтрах автотракторных двигателей применяется ступенчатая очистка воздуха.

В результате исследований получена следующая полуэмпирическая зависимость стендовой продолжительности работы фильтра в часах от параметров первой ступени очистки и КФЭ:

$$\tau_{ст} = \frac{35,75 F_2^2 \Delta H (1 + 0,023 \varepsilon_1) [1 - 17,4 (v - 0,036)] [1 - 0,445 (3,1 - l)]}{Q_{дв} [(1 + q) \varepsilon_1 - \varepsilon_0] \rho_{ст}} 10^{-5}, \quad (1)$$

где  $F$  — площадь картона в КФЭ, м<sup>2</sup>;  
 $\Delta H = \Delta H_{пр} - \Delta H_{нач}$  — рабочий запас сопротивления, МПа;  
 $\Delta H_{нач}$  — начальное сопротивление фильтра, МПа;  
 $\Delta H_{пр}$  — предельное сопротивление на впуске двигателя, МПа;  
 $\varepsilon_1$  — коэффициент пропуска первой ступени, %;  
 $v$  — скорость фильтрации воздуха через картон, м/с;  
 $l$  — расстояние между гофрами картона по внутреннему диаметру КФЭ, мм;  
 $Q_{дв}$  — расход воздуха двигателем, м<sup>3</sup>/ч;  
 $q$  — коэффициент отсоса (относительное количество отсасываемого воздуха);  
 $\varepsilon_0$  — коэффициент пропуска фильтра, %;  
 $\rho_{ст}$  — запыленность воздуха на входе в фильтр, г/м<sup>3</sup>.

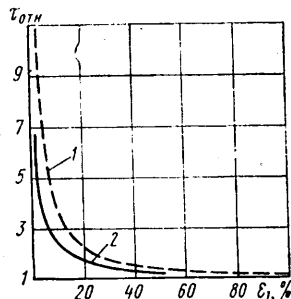


Рис. 1. Зависимость продолжительности работы воздушных фильтров от коэффициента пропуска первой ступени:  
 1 — при  $\Delta H_{пр} = 7 \cdot 10^{-3}$  МПа и  $\Delta H = 5 \cdot 10^{-3}$  МПа; 2 — с учетом реальных сопротивлений первой ступени

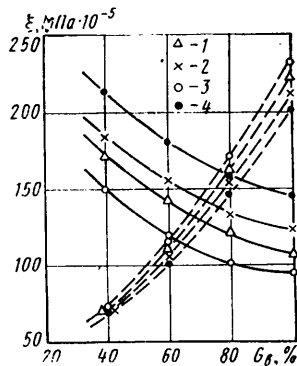


Рис. 2. Зависимость сопротивления и коэффициента пропуска пыли инерционной решетки от расхода воздуха при различных коэффициентах отсоса (пунктирные линии — сопротивление; сплошные линии — коэффициент пропуска)

Приведенная зависимость справедлива в диапазоне скоростей фильтрации 0,015—0,045 м/с и расстояний между гофрами картона 2—4 мм при ширине гофры 50—55 мм. Величина  $\varepsilon_0$  для фильтров с КФЭ, как правило, не превышает 0,1—0,2% и при расчетах может не учитываться.

На рис. 1 показано, как изменяется продолжительность работы фильтра  $\tau_{ст}$  до обслуживания в зависимости от эффективности первой ступени, подсчитанная по приведенному выше уравнению. Результаты расчетов удовлетворительно совпадают с экспериментальными данными, а также результатами, приведенными в работе [1].

Анализ уравнения показывает, что увеличение продолжительности работы фильтра может быть достигнуто увеличением площади картона и расстояния между гофрами картона в КФЭ, уменьшением коэффициента пропуска первой ступени

фильтра, снижением начального сопротивления фильтра, введением отсоса пыли из первой ступени.

Способ усовершенствования фильтров зависит от многих факторов, главными из которых являются условия эксплуатации, влияние вводимого мероприятия на мощностные и экономические показатели двигателя, возможность установки усовершенствованного фильтра на автомобиле (тракторе), технологичность изготовления. Необходимо учитывать, что параметры фильтра взаимосвязаны и определяются процессом очистки воздуха в инерционных и центробежных аппаратах. Например, уменьшить коэффициент пропуска первой ступени можно за счет повышения скорости воздуха, однако это ведет к существенному увеличению сопротивления. Снижение начального сопротивления ведет к увеличению коэффициента пропуска, поэтому уменьшить коэффициент пропуска можно путем введения отсоса воздуха из первой ступени фильтра. На автомобилях и тракторах это достигается за счет эжектора, устанавливаемого в системе выпуска газов. Практически все известные первые ступени фильтров могут применяться как с отсосом, так и без отсоса. При этом их фильтрующие характеристики существенно различаются (см. таблицу).

Расчеты по приведенному выше уравнению показали, что у фильтров, в которых используются первые ступени, приведенные в таблице, введение отсоса увеличивает продолжительность их работы в 1,3—1,7 раза. Введение отсоса эффективно и для фильтров других типов, не указанных в таблице [2].

Коэффициент отсоса для фильтров автотракторных двигателей составляет 0,1—0,2 и существенно влияет на показатели первой ступени. На рис. 2 представлены результаты испытаний кольцевой конической инерционной решетки при различных коэффициентах отсоса  $q$  и отношении  $Q_{в}$  расхода воздуха через решетку к расходу его через двигатель. При увеличении  $q$  от 0,075 до 0,15 величина коэффициента пропуска решетки  $\varepsilon$  уменьшилась в 2 раза. Снижение  $\varepsilon$  при увеличении  $q$  наблюдается и у циклонных батарей [3]. Таким образом, введение отсоса воздуха из первой ступени фильтра дает возмож-

Тип первой ступени	Конструктивные особенности и параметры	Сопротивление, МПа		Коэффициент пропуска, %		Применяемость
		без отсоса	с отсосом	без отсоса	с отсосом	
Циклонные батареи	Циклоны диаметром 40 мм с крыльчаткой и тангенциальным входом; расход воздуха 25 м <sup>3</sup> /ч через один циклон	$3,9 \cdot 10^{-2}$	$4,6 \cdot 10^{-2}$	2—4	1,2—1,5	Воздушные фильтры двигателей ЯАЗ и СМД
Инерционные решетки	Скорость воздуха в канале 30—35 м/с	$1,8-2,0 \times 10^{-2}$	$2,2 \cdot 10^{-2}$	75—80	12—16	Воздушные фильтры на двигателях автомобилей УралАЗ, КамАЗ, БелАЗ
Моноциклоны	Тип ИВ Закручивание воздуха в корпусе фильтра вокруг КФЭ; скорость воздуха 30—40 м/с	$1,0 \cdot 10^{-2}$	—	45	—	Воздушные фильтры тракторов МТЗ Фильтры типа Сайклпек, Манн-Пиклон, опытные ЯМЗ
		$1,6-1,8 \times 10^{-2}$	$2,2 \cdot 10^{-2}$	35—60	20—25	

ность повысить продолжительность работы фильтров и тем самым снизить трудоемкость обслуживания двигателей.

В связи с ростом мощностей двигателей становится актуальным и вопрос об удалении пыли, задержанной первой ступенью фильтра. Действительно, фильтр двигателя мощностью 238 кВт при работе в тяжелых пылевых условиях за 10 ч работы может задержать до 7 кг пыли. Сделать бункер для ее сбора большим не всегда возможно по конструктивным соображениям, малый придется часто опорожнять. Поэтому для двигателей большой мощности наиболее рациональным решением будет автоматическое удаление пыли из первой ступени за счет введения отсоса. Это подтверждается данными фирмы Фарр Ко: затраты на обслуживание (трудоемкость и материалы) за 1600 ч работы в условиях средней запыленности воздуха для двухступенчатого фильтра с КФЭ и отсосом из первой ступени (серия Рото Памик) в 2,6 раза меньше, чем для двухступенчатого фильтра без отсоса с КФЭ и бункером.

Отсос воздуха из первых ступеней фильтров нашел применение на тракторах, особенно с двигателями мощностью свыше 7 кВт. Он применяется и на некоторых моделях отечественных (автомобили КамАЗ, УралАЗ-375, БелАЗ-548А, МоАЗ-546П) и зарубежных (KW-Dart, DE-2000, Астро-95, Солар) автомобилей, причем для автомобилей с газотурбинными двигателями используются фильтры только с отсосом. Рядом зарубежных фирм выпускаются серии фильтров с отсосом воздуха из первой ступени. Вместе с тем число моделей фильтров с отсосом сравнительно невелико. Объясняется это тем, что отсос связан с необходимостью применения вентилятора с приводом или установки в системе выпуска отработавших газов специального эжектора и, следовательно, затратами мощности двигателя. Кроме того, на автомобилях протяженность трассы отсоса достаточно велика, что может быть причиной ухудшения работоспособности системы отсоса.

Как показывают испытания, реальные эжекторы фильтров автомобилей увеличивают (в зависимости от требуемого коэффициента отсоса) сопротивление системы выпуска газов на  $2,4-3,0 \cdot 10^{-3}$  МПа. При наличии отсоса растет также начальное сопротивление на впуске (за счет увеличения расхода воздуха). У циклонных батарей и моноциклонов при коэффициенте отсоса 0,1 этот рост составляет  $4-7 \cdot 10^{-4}$  МПа, а у инерционных решеток  $-1,2-1,5 \cdot 10^{-4}$  МПа при увеличении коэффициента отсоса на 0,05.

Рост сопротивления на впуске отрицательно сказывается на характеристиках двигателей. Например, у двигателей ЯМЗ (рис. 3) каждая 0,001 МПа дополнительного сопротивления на впуске снижает мощность (увеличивает расход топлива) на 0,5—0,7%, а каждая 0,001 МПа противодействия на выпуске на 0,2—0,25%.

Рост сопротивления на впуске и противодействия на выпуске за счет применения системы отсоса приводит не только к ухудшению мощностно-экономических показателей двигателей, но и к повышению теплонапряженности деталей цилиндропоршневой группы двигателей.

Потери мощности двигателя от влияния сопротивлений элементов системы очистки на впуске воздуха и выпуске газов могут быть приняты эквивалентными энергетическим затратам на процесс очистки воздуха при работе двигателя. Как показывает анализ, эти потери зависят от мощности двигателя, удельного расхода топлива двигателя, сопротивлений на впуске и выпуске, а также продолжительности и режима работы двигателя [4]. Дополнительный расход топлива двигателем

если увеличение затрат на процесс очистки воздуха и затраты на изготовление окупаются полученным сокращением эксплуатационных расходов. При решении вопроса о применении системы отсоса для фильтра, кроме экономической стороны, необходимо также учитывать и проблемы, связанные с конструкцией фильтра, установкой его на автомобиле, унификацией фильтров для различных моделей автомобилей, обеспечением надежной работы системы отсоса, технологичностью изготовления и т. д.

Суммарные затраты на обслуживание фильтра складываются из затрат на обслуживание КФЭ, его замену после пяти-шести обслуживаний и потерь от простоя автомобилей за время обслуживания [5]. Естественно, что при введении системы отсоса из первой ступени фильтра эти затраты будут меньше, так как продолжительность работы фильтра до обслуживания увеличивается и общее число обслуживаний за время работы двигателя уменьшается.

Согласно работе [6], эксплуатационная продолжительность работы фильтра пропорциональна стеновой продолжительности и отношению стеновой и эксплуатационной запыленности воздуха. Следовательно, сокращение числа обслуживаний фильтра в эксплуатационных условиях при введении отсоса будет пропорционально эффективности введения отсоса, стеновой продолжительности работы фильтра и отношению эксплуатационной и стеновой запыленности воздуха.

Анализ затрат с учетом условия оправданного введения системы отсоса позволил получить следующую зависимость минимальной величины эксплуатационной запыленности воздуха от параметров двигателя, систем впуска и выпуска, эффективности введения системы отсоса, затрат на обслуживание и изготовление системы эжекции:

$$\Phi_{\text{экс}} = \frac{\left[ C_{\text{эж}} + C_{\text{т}} N_{\text{е}} g_{\text{е}} \tau_{\text{дв}} m \cdot 10^{-12} \left( \frac{\Delta h}{2} K_{\text{вп}} + \Delta H_{\text{эж}} K_{\text{вып}} \right) \right] \tau_{\text{ст}} \Phi_{\text{ст}}}{\tau_{\text{дв}} \left( C_0 + \frac{C_{\text{эл}}}{\lambda} + C_{\text{пр}} \right) \left( 1 - \frac{1}{K} \right)} \quad (2)$$

где  $C_{\text{эж}}$  — затраты на изготовление системы эжекции, руб.;  
 $\tau_{\text{ст}}$  — стеновая продолжительность работы фильтра, ч;  
 $\Phi_{\text{ст}}$  — стеновая запыленность воздуха, г/м<sup>3</sup>;  
 $C_0$  — затраты на одно обслуживание КФЭ, руб.;  
 $C_{\text{эл}}$  — стоимость КФЭ, руб.;  
 $\lambda$  — число обслуживаний КФЭ до замены;

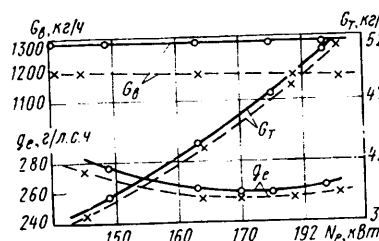


Рис. 3. Нагрузочные характеристики двигателя ЯМЗ-240Б с отсосом воздуха из воздушного фильтра и без него:

сплошные линии — с эжектором отсоса в системе выпуска газов и отсосом воздуха из первой ступени фильтра; штриховые линии — без эжектора и без отсоса воздуха из первой ступени фильтра

от влияния сопротивлений на впуске и выпуске, зависящих только от введения системы отсоса, может быть определен по уравнению, приведенному в работе [6].

Таким образом, введение системы отсоса у воздушных фильтров, увеличивая продолжительность работы фильтров до обслуживания и снижая тем самым эксплуатационные расходы, приводит к дополнительным затратам мощности двигателя на работу системы отсоса и на ее изготовление. Поэтому введение системы отсоса при условии ее надежной работы будет оправданным,

если увеличение затрат на процесс очистки воздуха и затраты на изготовление окупаются полученным сокращением эксплуатационных расходов. При решении вопроса о применении системы отсоса для фильтра, кроме экономической стороны, необходимо также учитывать и проблемы, связанные с конструкцией фильтра, установкой его на автомобиле, унификацией фильтров для различных моделей автомобилей, обеспечением надежной работы системы отсоса, технологичностью изготовления и т. д.

Суммарные затраты на обслуживание фильтра складываются из затрат на обслуживание КФЭ, его замену после пяти-шести обслуживаний и потерь от простоя автомобилей за время обслуживания [5]. Естественно, что при введении системы отсоса из первой ступени фильтра эти затраты будут меньше, так как продолжительность работы фильтра до обслуживания увеличивается и общее число обслуживаний за время работы двигателя уменьшается.

Согласно работе [6], эксплуатационная продолжительность работы фильтра пропорциональна стеновой продолжительности и отношению стеновой и эксплуатационной запыленности воздуха. Следовательно, сокращение числа обслуживаний фильтра в эксплуатационных условиях при введении отсоса будет пропорционально эффективности введения отсоса, стеновой продолжительности работы фильтра и отношению эксплуатационной и стеновой запыленности воздуха.

Анализ затрат с учетом условия оправданного введения системы отсоса позволил получить следующую зависимость минимальной величины эксплуатационной запыленности воздуха от параметров двигателя, систем впуска и выпуска, эффективности введения системы отсоса, затрат на обслуживание и изготовление системы эжекции:

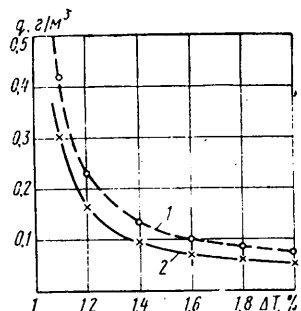


Рис. 4. Зависимость запыленности воздуха, при которой применение отсоса оправдано, от продолжительности работы фильтра при введении отсоса: 1 — потери от простоя автомобиля 5 руб/ч; 2 — потери от простоя автомобиля 15 руб/ч

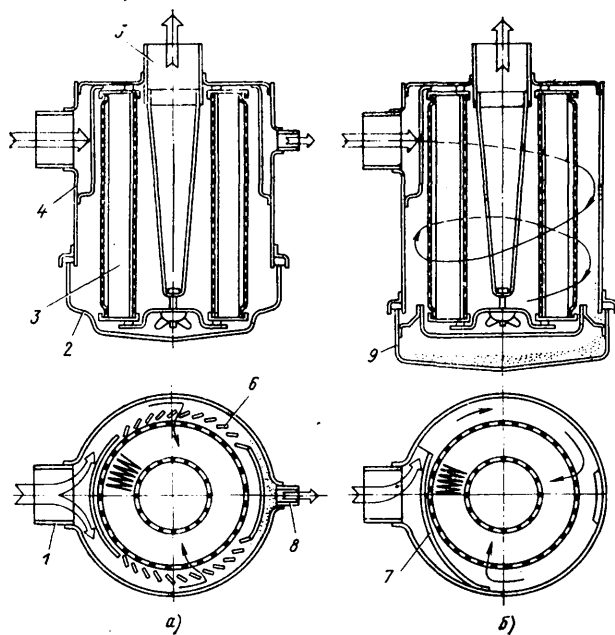


Рис. 5. Схемы конструкций двухступенчатых воздушных фильтров: а — первая ступень — инерционная решетка с отсосом пыли; б — первая ступень — моноциклон с бункером для сбора пыли; 1 — впускной патрубком; 2 — крышка; 3 — КФЭ; 4 — корпус; 5 — выпускной патрубком; 6 — пылеотбойник решетки; 7 — направляющий экран моноциклона; 8 — трубка отсоса; 9 — бункер

$K_{пр}$  — потеря от простоя автомобиля, руб.;

$K$  — эффективность введения системы отсоса.

Анализ уравнения (2) показывает, что чем эффективнее введение систем отсоса, выше стоимость КФЭ и потери от простоя автомобиля и меньше рост сопротивлений на впуске и выпуске двигателя при введении этой системы, тем при меньшей запыленности воздуха оправдывается отсос.

На рис. 4 представлены результаты расчетов по уравнению (2) минимальной эксплуатационной запыленности в зависимости от продолжительности работы фильтра при введении системы отсоса. Расчет производился для двигателя мощностью 238 кВт. Стеновая продолжительность работы фильтра принята 10 ч при  $\varphi_{ст} = 1 \text{ г/м}^3$ .

Расчеты показывают, что при  $K = 1,3 \div 1,7$  применение системы отсоса для известных конструкций первых ступеней оправдано при средней запыленности воздуха не менее  $0,07 \div 0,1 \text{ г/м}^3$ . Согласно графикам запыленности воздуха [7] и с учетом того, что запыленность воздуха, поступающего в воздушный фильтр, несколько ниже запыленности окружающего воздуха, применение системы отсоса целесообразно для

фильтров двигателей, работающих в тяжелых по запыленности воздуха условиях (гусеничные тракторы, автомобили повышенной проходимости, некоторые автомобили-самосвалы, автомобили и тракторы для дорожного и ирригационного строительства и т. п.).

Эффективность применения системы отсоса определяется главным образом работоспособностью эжектора. Для этого необходимо, чтобы трасса системы отсоса была герметичной, геометрические параметры эжектора обеспечивали отсос на всех режимах работы, а расположение эжектора было таким, чтобы исключались его механические повреждения.

Для грузовых автомобилей общего назначения типа МАЗ, КамАЗ и др., эксплуатирующихся в средних по запыленности воздуха условиях, могут применяться воздушные фильтры без отсоса.

С учетом различных эксплуатационных условий на Ярославском моторном заводе для автомобильных двигателей разработаны двухступенчатые фильтры с отсосом и без отсоса из первой ступени (рис. 5).

Таким образом, при рассмотрении целесообразности применения эжекционного отсоса воздуха из первой ступени фильтров для снижения затрат на обслуживание необходимо учитывать конкретные условия по запыленности воздуха, характеристики фильтра с отсосом и без него, влияние системы очистки воздуха на показатели двигателя, а также вопросы установки фильтров на автомобиле, унификации фильтров для различных моделей автомобилей и др. Именно этой цели и служат предложенные выше зависимости. Они дают возможность количественно оценить взаимосвязь параметров двигателя, системы очистки воздуха и условий эксплуатации.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Gühne H. P. Anforderungen an die Luftfilteranlage von Dieselmotoren schwerer Lastkraftwagen. ATZ, 74(1972), № 3, S. 117—123.
2. Дьяков Р. А. Воздухоочистка в дизелях. Л.: Машиностроение, 1975. 152 с.
3. Кихченко В. А., Хлебников Ю. П. Тракторные циклонные воздухоочистители. М. Машгиз, 1963. 152 с.
4. Григорьев М. А., Бацула Б. В. Оценка систем очистки воздуха двигателей внутреннего сгорания. М.: НИИНавтопром, сер. Конструкция автомобилей, 1981, № 2, с 8—10.
5. Рузаев И. Г. Исследование воздухоочистителей со сменными элементами из фильтровального картона. М.: НИИНавтопром, сер. Конструкция автомобилей, 1978, № 1, с 9—16.
6. Корнев М. С. Современные автомобильные воздухоочистители. М.: НИИНавтопром, 1972. 66 с.
7. Маев В. Е., Пономарев Н. Н. Воздухоочистители автомобилей и тракторных двигателей. М.: Машиностроение, 1971. 172 с.

УДК 621.436-214.6-752.001.5

## Изгибные колебания и нагруженность картерных деталей силового агрегата грузового автомобиля

Д-р техн. наук М. С. ВЫСОЦКИЙ, канд. техн. наук А. Г. ВЫГОННЫЙ, Г. В. МЕРНИКОВ

Минский автозавод

**ИЗУЧЕНИЮ** изгибных колебаний силового агрегата легковых автомобилей с коробками передач, имеющими удлинитель, посвящен ряд работ. В частности, в работах [1 и 2] показано, что такие силовые агрегаты могут иметь низкую собственную частоту изгибных колебаний, вследствие чего в них при высоких эксплуатационных скоростях возникают резонансные явления, приводящие к повышенной напряженности деталей, усилению шума.

В данной работе приводятся результаты экспериментальных исследований изгибных колебаний силового агрегата грузового автомобиля, так как для грузовых автомобилей этот вопрос разработан менее полно [3 и 4]. Силовой агрегат вклю-

чал V-образный шестицилиндровый дизель и пятиступенчатую коробку передач.

Для оценки изгибных колебаний измерялись напряжения в картере маховика. В качестве датчиков применялись проволочные тензорезисторы сопротивлением 100 Ом и базой 5 мм. Тензорезисторы были наклеены в наиболее нагруженном месте картера маховика (рис. 1), которое было определено в результате анализа ха-

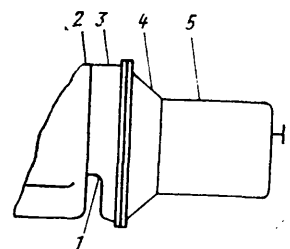


Рис. 1. Место установки тензорезистора: 1 — тензорезистор; 2 — двигатель; 3 — картер маховика; 4 — картер сцепления; 5 — коробка передач

рактера разрушения картеров и предварительных тензометрических исследований. Следует отметить, что измерения проводились на галтели, имеющей неравномерное распределение напряжений, и поэтому датчиком оценивалась только средняя величина напряжения на поверхности его наклейки. Регистрирующая и анализирующая аппаратура включала магнитограф RTP-207E (Япония), узкополосный анализатор SBA-101 (ГДР) и самописец PSG-101 (ГДР). [Анализатор позволял определять частотный спектр напряжений и оценивать среднее квадратическое отклонение (от статической составляющей) величины напряжения].

Исследования проводили при движении автомобиля по ровной дороге с асфальтобетонным покрытием, а также на стоянке при вынутых из заднего моста полуосях. Результаты измерений показали, что на движущемся и на неподвижном автомобиле величины напряжений в картере маховика и их частотный спектр при одинаковых частотах вращения выходного вала коробки передач в обоих случаях близки. Кроме того, характер разрушения картеров на неподвижном автомобиле соответствовал эксплуатационному, поэтому дальнейшие измерения проводили только на неподвижном автомобиле.

Для уточнения источников колебаний силового агрегата испытания проводили как с карданным валом, так и с установленным вместо него на фланец выходного вала коробки передач специальным маховиком массой 25 кг (половина массы карданной передачи) или неуравновешенным грузом, вызывающим дисбаланс, равный 90 мН·м. Карданный вал был отбалансирован на стенде в соответствии с техническими условиями (дисбаланс не более 28 мН·м). Специальный маховик имел дисбаланс 4 мН·м.

Анализ частотного спектра напряжений показал, что основное влияние на нагруженность картера маховика оказывают инерционные силы, имеющие частоты колебаний, равные частоте вращения выходного вала коробки передач и частоте инерционных сил второго порядка кривошипно-шатунного механизма двигателя. Ниже приводятся результаты испытаний картера маховика именно на этих частотах (рис. 2).

Как видно из рисунка, при установке карданного вала (кривые 1, 5), неуравновешенного груза (кривые 2, 6) и специального маховика (кривые 3, 7) с ростом частоты вращения выходного вала коробки передач резко увеличиваются напряжения в картере маховика. Так, изменение частоты вращения выходного вала коробки передач с 40 до 53 Гц (т. е. в 1,3 раза) вызывает рост напряжений при установке карданного вала в 5,5 раза, а специального маховика и неуравновешенного груза — в 3,5 раза. По теоретической кривой 4, рассчитанной для коэффициента динамичности, равного единице, напряжения при этом увеличиваются только в 1,7 раза. Из сравнения экспериментальной 2 и расчетной 4 кривых видно, что силовой агрегат имеет частоту собственных колебаний, близкую к максимальной частоте вращения выходного вала коробки передач. При установке карданного вала напряжения в картере маховика увеличиваются более значительно, так как собственная частота изгибных колебаний системы «силовой агрегат — карданный вал — задний мост» ниже собственной

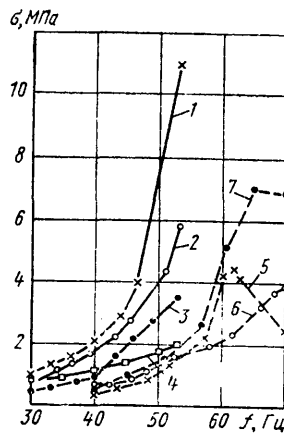


Рис. 2. Напряжения в картере маховика:

1, 2, 3 — на частоте вращения выходного вала коробки передач при установке соответственно карданного вала, неуравновешенного груза и специального маховика; 4 — расчетная кривая; 5, 6, 7 — то же, что и 1, 2, 3, только на частоте инерционных сил второго порядка двигателя

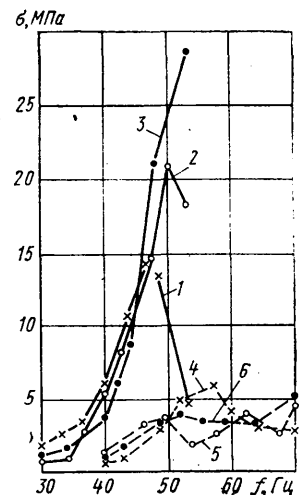


Рис. 3. Напряжения в картере маховика при ослаблении соединений:

1, 2, 3 — на частоте вращения выходного вала коробки передач при ослаблении соответственно соединений картера сцепления и картера маховика, картера сцепления и коробки передач, крепления крышки коробки передач; 4, 5, 6 — то же, только на частоте инерционных сил второго порядка двигателя

частоты изгибных колебаний силового агрегата [5]. Это подтверждается сравнением кривых 5 и 6: кривая 5 имеет более низкую частоту резонансного пика. (Здесь необходимо отметить, что максимальная частота вращения карданного вала при максимальной скорости движения автомобиля составляет 65% его расчетной критической частоты вращения. Это соответствует требованию отраслевого стандарта<sup>1</sup>).

Максимальные напряжения в картере маховика на частоте инерционных сил второго порядка кривошипно-шатунного механизма составляют 40% от максимальных напряжений на частоте вращения выходного вала коробки передач (кривые 5 и 1), что указывает на существенный вклад в нагруженность картерных деталей исследуемого силового агрегата инерционных сил второго порядка.

Приведенные выше результаты получены на высшей передаче коробки передач (передаточное отношение 0,66). Замеры на прямой передаче показали, что напряжения на максимальной частоте вращения выходного вала коробки передач (коленчатого вала двигателя) снижаются по сравнению с напряжениями на высшей передаче в несколько раз. Следовательно, дисбаланс коленчатого вала, маховика и сцепления двигателя в исследуемом силовом агрегате не является определяющим в вибронпряженности картерных деталей.

Поскольку собственная частота изгибных колебаний системы «силовой агрегат — карданный вал — задний мост» близка к максимальной частоте вращения выходного вала коробки передач, незначительное уменьшение жесткости соединений картерных деталей будет снижать собственную частоту изгибных колебаний системы и может привести к резонансным явлениям (рис. 3).

При испытаниях жесткость соединений уменьшалась за счет снижения усилия затяжки крепежных

<sup>1</sup> См. ОСТ 37.001.053—74. Валы карданные. Технические требования к установке. Нормы дисбаланса. Минавтопром,

болтов, затянутых в соответствии с требованиями технических условий. В этом случае значения максимальных напряжений в картере маховика зависят от того, на какой частоте происходит явление резонанса в результате совпадения частоты вращения выходного вала коробки передач с собственной частотой системы. Чем выше резонансная частота, тем выше возбуждение от неуравновешенных сил и соответственно выше напряжения.

Полученные при измерениях напряжения сравнивали с максимальными напряжениями, возникающими при креплении соединений в соответствии с техническими условиями. При ослаблении соединения картера сцепления и картера маховика резонанс наступает на частоте вращения выходного вала коробки передач  $46 \text{ с}^{-1}$  (кривая 1 на рис. 3); возбуждающее действие в этом случае невелико и максимальные напряжения увеличились всего на 30%. Очевидно, что если бы степень ослабления затяжки болтов соединения картера сцепления и картера маховика была такой, что резонанс наступил бы на максимальной частоте вращения выходного вала коробки передач ( $53 \text{ с}^{-1}$ ), то напряжения в картере маховика возросли бы более значительно. При ослаблении соединения картера сцепления и коробки передач резонансные явления наступают на частоте вращения выходного вала  $50 \text{ с}^{-1}$ , и максимальные напряжения увеличиваются почти в 2 раза. Наибольший рост напряжений в нашем случае зафиксирован при ослаблении крепления верхней крышки коробки передач. При этом из-за уменьшения жесткости коробки передач собственная частота системы совпала с максимальной частотой вращения карданного вала ( $53 \text{ с}^{-1}$ ), в результате чего напряжения выросли в 2,5 раза. Усиление данного крепления с помощью десяти дополнительных болтов не привело к изменению собственной частоты изгибных колебаний системы и к уменьшению напряжений в картере маховика. При увеличении жесткости соединения картера сцепления и картера маховика с помощью десяти дополнительных болтов, расположенных равномерно по окружности, собственная частота системы несколько возросла, в связи с чем напряжения на максимальной частоте вращения выходного вала коробки передач снизились на 25%.

Таким образом, основной причиной повышенной вибронгруженности картерных деталей силового агрегата исследуемого автомобиля является низкая собственная частота изгибных колебаний подсисте-

мы «двигатель — картер маховика — картер сцепления — коробка передач». В связи с этим при максимальной эксплуатационной скорости автомобиля частота возбуждения системы «силовой агрегат — карданная передача — задний мост» близка к собственной частоте изгибных колебаний указанной подсистемы. Повышение жесткости картерных деталей и соединений между ними приведет к возрастанию собственной частоты изгибных колебаний подсистемы и уменьшению вибронгруженности картерных деталей.

Наблюдаемое в процессе эксплуатации ослабление соединений картерных деталей и крышки коробки передач приводит к снижению собственной частоты системы, возникновению резонансных явлений и, как следствие, к резкому увеличению вибронгруженности картерных деталей. С целью исключения данного явления необходимо применять специальные самоконтрающиеся соединения, исключающие отворачивание болтовых соединений.

Для уменьшения возбуждающего действия карданного вала путем исключения его частоты вращения из собственной частоты изгибных колебаний системы необходимо стремиться ограничивать его частоту вращения. Этого можно добиться за счет увеличения передаточного числа высшей передачи в коробке передач. Так, в рассматриваемой коробке передач увеличение передаточного числа высшей передачи с 0,66 до 0,73 при сохранении общего передаточного отношения трансмиссии позволит за счет снижения максимальной частоты вращения карданного вала уменьшить вибронгруженность картерных деталей силового агрегата исследуемого грузового автомобиля в 1,5—2 раза (см. рис. 2).

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тарасов А. Я., Баганов В. В., Усольцев В. Р. Резонансные изгибные колебания силовой передачи. — Автомобильная промышленность, 1975, № 3, с. 23—24.
2. Завьялов В. Б., Куликовский Г. К. К расчету собственных изгибных колебаний трансмиссии. — Автомобильная промышленность, 1975, № 6, с. 13—14.
3. Латышев Г. В. Исследование вибрационных напряжений в картерных деталях силового агрегата автомобиля. — В кн.: Труды ЦАМИ, вып. 123, 1970, с. 3—9.
4. Динамические нагрузки в зоне соединения двигателя и коробки передач. / Г. Д. Чернышев, Г. И. Семенов, Л. К. Чулаков, Е. П. Романов. — Автомобильная промышленность, 1975, № 5, с. 9—11.
5. Нарбут А. Н. Подвижной состав автомобильного транспорта. М.: МАДИ, 1978. 68 с.

УДК 621.436.068:543.271.08

## Корреляция показаний дымометров «Хартридж» и SM-2

Ю. М. ШУЛЬГА

Ярославский моторный завод

**Д**ЫМНОСТЬ отработавших газов дизелей согласно ГОСТ 21393—75 должны контролировать не только заводы-изготовители, но и эксплуатирующие организации и органы ГАИ. ГОСТ устанавливает нормы дымности дизелей, находящихся в эксплуатации на автомобиле, и методы ее измерения. Основным принят метод «свободного ускорения», заключающийся в серии разгонов двигателя от минимальной до максимальной частоты вращения коленчатого вала на режим хо-

лового хода с одновременной регистрацией максимального уровня дымности.

ГОСТ предусматривает использование для этой цели прибора типа «Хартридж». Однако в эксплуатирующих организациях встречаются и дымометры SM-2 фирмы «Окуда» (Япония).

Хотя принцип работы обоих приборов основан на ослаблении луча света, проходящего через слой газа, тем не менее

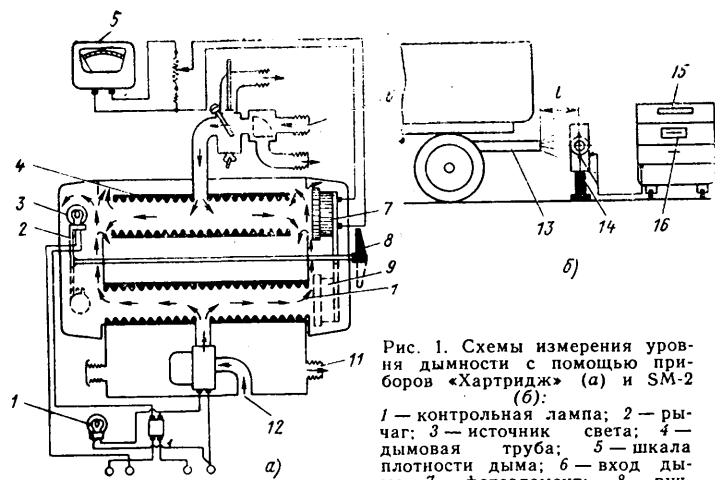


Рис. 1. Схемы измерения уровня дымности с помощью приборов «Харттридж» (а) и SM-2 (б):

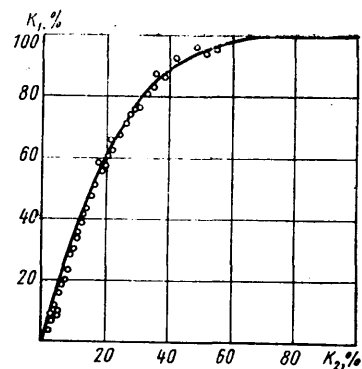
1 — контрольная лампа; 2 — рычаг; 3 — источник света; 4 — дымовая труба; 5 — шкала плотности дыма; 6 — вход дыма; 7 — фотозлемент; 8 — ручка; 9 — положение установки нуля; 10 — труба с чистым воздухом; 11 — выход дымного воздуха; 12 — вход чистого воздуха; 13 — выпускная труба; 14 — детектор; 15 — регистратор; 16 — шкала плотности дыма

нуля; 10 — труба с чистым воздухом; 11 — выход дымного воздуха; 12 — вход чистого воздуха; 13 — выпускная труба; 14 — детектор; 15 — регистратор; 16 — шкала плотности дыма

они имеют существенное различие: дымометр «Харттридж» измеряет ослабление света в струе газа постоянной длины и постоянного расхода (рис. 1,а), а SM-2 — через поперечное сечение струи газа, выходящей из выпускной трубы автомобиля (рис. 1,б). Отсюда возникает необходимость корреляционной зависимости между показаниями дымометров SM-2 и «Харттридж». Ее можно получить из предположения, что уровень дымности  $K$ , измеренный каждым из приборов в одних и тех же условиях, одинаков. Тогда

$$K_2 = 100 \left[ 1 - \left( 1 - \frac{K_1}{100} \right)^{L_2/L_1} \right],$$

Рис. 2. Корреляционная зависимость показаний дымометров SM-2 и «Харттридж»



где  $K_1$  и  $K_2$  — уровень дымности, измеряемый соответственно приборами «Харттридж» и SM-2 (%);  $L_1$ ,  $L_2$  — длина просвечиваемых участков для приборов.

Теоретическая кривая корреляционной зависимости показаний дымометров «Харттридж» и SM-2, построенная по этой формуле, показана на рис. 2.

При проверке дымометров с помощью эталонных светофильтров, находящихся в комплекте каждого прибора, показания приборов соответствовали величинам, указанным на фильтрах даже при перестановке их с прибора на прибор. Экспериментальные данные для проверки приведенной выше зависимости были получены при испытании дизелей ЯМЗ-238 на испытательном стенде с одновременным измерением уровня дымности отработавших газов обоими приборами. Серии скоростных и нагрузочных характеристик, снятые на испытанных двигателях, позволили получить большое количество данных в достаточно широкой области уровня дымности. Как видно из рис. 2, получено хорошее соответствие экспериментальных данных расчетным. Расположение экспериментальных точек несколько ниже теоретической кривой, особенно в области малых значений уровня дымности, связано с небольшим увеличением длины просвечиваемого участка газа при измерении дымности прибором SM-2. Изменение длины просвечивания происходит в результате увеличения диаметра струи газа, выходящего из выпускной трубы, при снижении скорости истечения отработавших газов.



«Особое внимание уделить разработке и освоению выпуска электротехнического оборудования, имеющего более высокий коэффициент полезного действия, меньший удельный расход цветных металлов и других материалов», — такую задачу поставил XXVI съезд КПСС перед работниками машиностроительных отраслей промышленности. Коллективы производственных объединений, научно-исследовательских и проектно-конструкторских организаций нашей отрасли решают ее по многим направлениям, главными из которых стали создание новых — компактных, надежных в работе, обеспечивающих автомобилям высокие эксплуатационные качества — систем, построенных на базе электроники, а также совершенствование ранее созданных электротехнических автомобильных устройств. О некоторых конкретных аспектах этой работы и рассказывается в публикуемых ниже статьях.

УДК 629.113.066:621.382

## Электроника в управлении автомобилем

Канд. техн. наук С. М. МОРОЗ

НИИАТ

**П**РИМЕНЕНИЕ встроенных систем автоматического управления с использованием микропроцессоров и микро-ЭВМ — одно из магистральных направлений научно-технического прогресса. Такие системы [1 и 2] позволяют облегчить труд водителя, улучшить качество функционирования агрегатов и узлов автомобиля, оптимизировать — с позиций безопасности движения — выбор режимов

вождения, обеспечить нужную топливную экономичность и экологическую безопасность техники, предотвратить аварийные ситуации путем своевременного выявления потребности в техническом обслуживании и ремонте и т. д. Поэтому понятен тот прогресс, который достигнут в развитии автомобильной электроники к настоящему времени.

Основой всех ныне действующих электронных

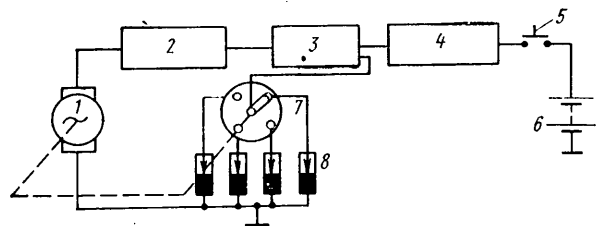


Рис. 1. Блок-схема бесконтактной системы зажигания с унифицированным электронным блоком БУЭМ-2 с механическими автоматами: 1 — магнитоэлектрический датчик; 2 — электронный коммутатор; 3 — катушка зажигания; 4 — добавочное сопротивление; 5 — замок зажигания; 6 — аккумулятор; 7 — высоковольтный распределитель; 8 — свечи

автомобильных систем служат простейшие встроенные средства контроля примерно 50 параметров движения и функционирования автомобиля. В частности, на отечественных автомобилях применяются более десятка простейших автоматов с жестко заданным алгоритмом. Первыми из них были трехфазный выпрямитель для генератора переменного тока и электронный регулятор напряжения РР-350А автомобилей семейства ЗИЛ, электронные контактно-транзисторные системы зажигания «Искра», устанавливаемые на автомобили «Урал-375», ЗИЛ-130Е, ЗИЛ-131 и др. В последние годы разработаны более надежные, дешевые и почти не требующие обслуживания электронные регуляторы напряжения Я-112А на толстослойной интегральной схеме, бесконтактная унифицированная система, предназначенная для автомобилей ЗИЛ-130, ГАЗ-53А, «Волга», «Москвич» и автобусов ЛиАЗ и ЛАЗ (рис. 1). В этой системе вместо механических контактов применены магнитоэлектрический генераторный датчик и транзисторный коммутатор, что позволяет более точно определять момент зажигания и повысить надежность системы. Сейчас в НИИАвтоприборов разрабатывается цифровая система электронного регулирования момента зажигания в зависимости от частоты вращения коленчатого вала, степени разрежения на входе карбюратора, положения дроссельной заслонки, температуры и других факторов. Новая система по сложности соответствует электронным системам управления впрыском и обеспечивает дополнительное 10%-ное снижение расхода топлива, высокий КПД, снижение токсичности выхлопа и износа деталей двигателя за счет улучшения точности и стабильности установки углов зажигания.

В современных карбюраторах вводится автономная система отключения подачи топлива на принудительном холостом ходу (при торможении двигателем, при движении под уклон и во время переключения передач). В составе системы предусмотрен электронный блок, управляющий положением электропневмоклапана экономайзера холостого хода в зависимости от частоты вращения коленчатого вала (прерывателя) и положения дроссельной заслонки. Впервые (в 1979 г.) такой системой был снабжен карбюратор «Озон», а в настоящее время подготовлена к производству аналогичная унифицированная система «Каскад» с электронным блоком БУЭМ-2, предназначенная для автомобилей ВАЗ, АЗЛК, УАЗ и ЗАЗ.

Электроника внедряется не только в системы топливоподачи автомобилей. Отечественная промышленность уже выпускает электронные устройства для автоматического переключения дальнего

света на ближний (ПДСБ), индикации превышения скорости («Сигнал»), управления стеклоочистителями, для облегчения пуска двигателя; устройство многоискрового зажигания, контроля зарядки аккумулятора (ПКЗА), а также кондиционеры с системами автоматического регулирования микроклимата в кабине, противоугонные устройства, диагностические системы с набором встроенных датчиков и контрольных точек. Готовятся к внедрению высокоэффективные системы с микропроцессорами для оптимального управления двигательной установкой и трансмиссией автомобиля, антиблокировочная система, электронный щиток приборов. С более отдаленной перспективой связано внедрение локационных приборов с дисплеями, автоматических регуляторов скорости, встроенных систем диагностики с функциями формирования рекомендаций водителю и накопления данных, систем диспетчеризации и маршрутизации [3 и 4].

Большое развитие автомобильная электроника получила также в развитых капиталистических странах. Например, на ряде моделей легковых автомобилей фирм Тоёта, Крайслер, Фольксваген, Дженерал Моторс, Форд и др. применяются электронные автоматы управления трансмиссией, положением фар, системами пассивной безопасности, пуском и прогревом двигателя, кондиционером, светом фар. Все автомобили, выпускаемые в США, оборудуются системами электронного зажигания, электронными регуляторами напряжения, средствами контроля положения ремней безопасности и аварийными сигнальными системами. На автомобилях большой грузоподъемности широко применяются электронные тахографы.

Ряд зарубежных фирм разрабатывает системы оптимального управления с микропроцессорами, микро-ЭВМ или с аналоговыми вычислительными устройствами.

Первыми из таких систем были экспериментальные специализированные системы оптимизации состава отработавших газов, антиблокировочные и др. Полученный опыт был затем использован в разработках комплексных автономных систем с микропроцессорами [3]. Так, фирма Бош (ФРГ) создала комплексную систему оптимизации управления подачей топлива, зажиганием, выбором скорости движения, разблокировкой колес, блокировкой дифференциала, выработкой рекомендаций по выбору номера передачи коробки перемены передач и допускового контроля систем, обеспечивающих безопасность движения, а также контроля систем смазки и охлаждения. Применение универсальных микропроцессоров и интерфейсов позволило конструировать электронные блоки в форме функциональных модулей, каждый из которых предназначен для решения определенной задачи и реализован на монокристаллической большой интегральной схеме. Для радикального сокращения протяженности электрических коммуникаций, стоимость которых достигает 40% стоимости систем, предложено амплитудно-частотное и временное разделение сигналов встроенных датчиков (мультиплексные системы фирм ИТТ — Англия, Пакард — США, Бош — ФРГ и др.).

Универсальные микропроцессоры уже применяются в составе штатных комплексных систем управления двигателем (зажиганием, рециркуляцией отработавших газов и топливоподачей) и систем ин-



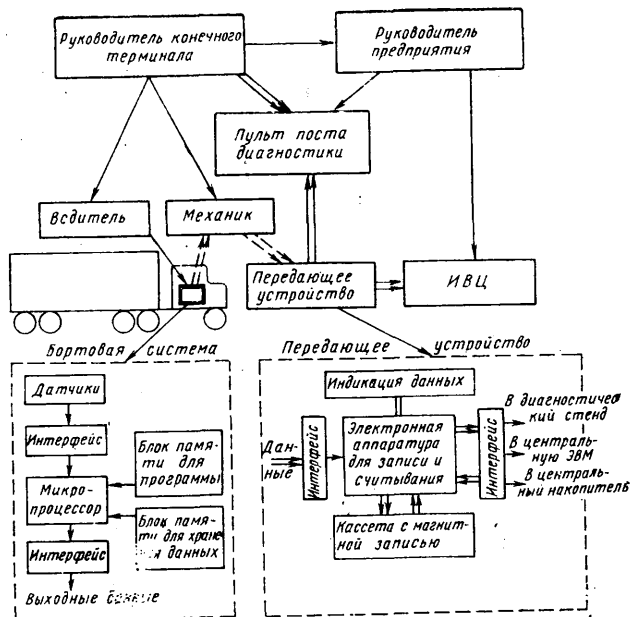


Рис. 2. Структура комплексной системы контроля и учета показателей работы (пробега, расхода топлива, ремонтно-профилактических воздействий) и параметров технического состояния грузовых автомобилей в процессе эксплуатации

формирования водителя [например, на моделях высокого класса фирм Джeneral Моторс («Кадиллак-Севилла», «Торнадо»), Крайслер («Горизонт СХ», «Омни», «Крайслер-Симка»), Форд («Марк-VI») и др.].

Более широкое применение на легковых автомобилях находят электронные комбинации приборов, а на дорожных моделях — электронные щитки приборов, обеспечивающие водителя дополнительной информацией о пройденном пути, времени движения, расходе топлива и средней скорости.

Развивается интеграция бортовых электронных систем автомобиля со стационарными управляющими комплексами, оснащенными мощными ЭВМ. Например, фирмой Рокуэлл Интернейшнл в 1976 г. опробована комплексная система контроля и учета показателей работы, технических воздействий и технического состояния подвижного состава [4]. Система объединяет бортовые блоки памяти с микропроцессорами, стационарный вычислительный комплекс, средства сопряжения, а также водителей и руководителей автотранспортного предприятия (рис. 2). Интеграция «микро-» и «макроконтроля» представлена также опытными разработками систем маршрутизации, обеспечивающих, помимо светофорного регулирования, выход непосредственно на индикаторы приборного щитка автомобиля и, что не менее важно, обратную связь от каждого автомобиля к центральному управляющему комплексу. Системы предоставляют информацию о начальных и конечных пунктах маршрута, режимах и условиях движения каждого конкретного автомобиля и обеспечивают выход к более гибкому и эффективному регулированию (рис. 3). Первые образцы таких систем испытывались в 1978—1979 гг. в ФРГ на участке дороги протяженностью 120 км и в 1977 г. — в Японии [5].

Таким образом, развитие автомобильной электроники от простейших автоматов и схем контроля до разветвленных систем оптимального автоматического управления, контроля, учета и связи есть явно наметившаяся тенденция как у нас в стране, так

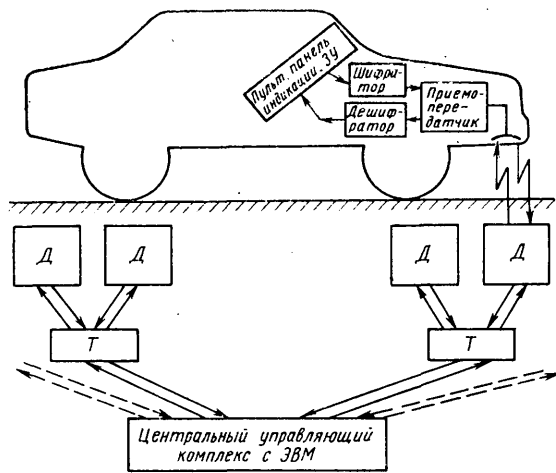


Рис. 3. Структура автоматизированной системы маршрутизации «АЛИ», разработанная фирмами Блаупункт и Фольксваген (ФРГ) (Д — детектор транспорта; Т — терминал)

и за рубежом. Этот путь приведет, видимо, к реализации полуавтоматического супервизорного управления в системе, объединяющей водителя, встроенный микропроцессорный комплекс и автомобиль [4]. В такой системе изменение регулируемых параметров при воздействиях водителя на органы управления будет производиться микропроцессорами систем (подпрограмм) нижнего уровня посредством сервомеханизмов (системы регулирования впрыска, антиблокировочная и др.). Водитель при этом будет выполнять роль руководителя и контролера-супервизора, прогнозировать возможные изменения ситуации, «инструктировать» микропроцессор, задавать ему частные критерии, при необходимости вводить дополнительные ограничения и контролировать функционирование и работоспособность всей системы. Надежность бортовых систем резко повысится за счет их многократного аппаратурного и программного резервирования.

Важнейшей тенденцией развития автомобильной электроники является также повышение адаптивности систем к изменениям внешних эксплуатационных условий, технического состояния автомобиля психофизиологического состояния водителя за счет усложнения алгоритмов и структуры систем, возможного использования методов оптимального и экстремального управления, повышения числа контролируемых параметров.

Говоря о зарубежном опыте внедрения электроники в автомобилестроении, нельзя не сказать и о его негативных сторонах, и прежде всего в области аппаратурной реализации автомобильных электронных систем. Дело в том, что разработки этих систем выполняются крупнейшими военно-промышленными корпорациями на основе стандартных для современных систем оружия технических решений и универсальных компонентов, обладающих избыточными возможностями. Как правило, в них применяется чрезмерное число встроенных датчиков, стандартные интерфейсы, микропроцессоры и микро-ЭВМ, вычислительные возможности которых используются в ничтожной степени, причем каждая система имеет свою измерительную сеть. Многие электронные устройства носят рекламный характер, рассчитанный на престижно-потребительскую психологию покупателя. Для отечественных разработок, наоборот, характерны стремление к наиболее полной и экономичной реализации возможностей электроники

тронных систем, специализация их компонентов и унификация для различных марок автомобилей, достигаемые на основе системного анализа возможных альтернатив, моделирования управляемых процессов и объектов, оптимизации алгоритмов управления и сокращения номенклатуры контролируемых процессов. При этом упор делается на предварительное изучение и моделирование объекта с целью получения его многомерных характеристик, использование которых обеспечивает наиболее простую реализацию встроенных средств контроля и управления. Очень существенным является требование возможности дооборудования ими уже освоенных промышленных и находящихся в эксплуатации моделей автомобилей.

Внедрение электроники в автомобиль, естественно, требует значительных затрат. Например, за рубежом уже сейчас ее стоимость составляет в среднем 1—2% стоимости автомобиля, а к 1990 г. согласно прогнозам специалистов США и Японии достигнет 8—10 и даже 15%, т. е. в ближайшие 10 лет автомобилестроение станет основным после вычислительной техники потребителем электронных изделий, опередив радио и телевидение [6]. Однако сокращение социальных и экономических издержек от функционирования автомобильного транспорта, связанное с автоматизацией контроля и управления автомобилем, значительно превышает затраты на

электронику (потери от дорожно-транспортных происшествий в США составляет 280 долл., в ФРГ — 820 марок, в Англии — 80 фунтов стерлингов на один автомобиль в год). В частности, расчеты показывают, например, что электронные системы с микропроцессором могут полностью окупиться, если число дорожно-транспортных происшествий и расход топлива снизить на 10%. Кроме того, эти системы повысят пропускную способность дорог, скорости движения и надежность транспортного процесса в целом.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Афанасьев Л. Л., Цикерман Л. Я. Электроника и автомобиль. — Автомобильный транспорт, 1978, № 3, с. 62—63.
2. Великанов Д. П. Основные направления научно-технического прогресса в развитии автомобильных транспортных средств. — В сб.: Вопросы развития автомобильных транспортных средств. М.: Транспорт, 1978, с. 5—30.
3. Зайцев Г. В., Кондрашкин С. И. Основные направления применения электроники и микропроцессоров в автомобиле. — Труды НАМИ, вып. 178, 1980, с. 51—55.
4. Williams H. O. On-road truck performance signature information system. — SAE Preprint, 1976, № 760834, pp. 9.
5. Ottenroth K. Das Autofahrer-Leit- und Informationssystem ALT. — Automobiltechn. Z., 1979, v. 81, № 1, S. 3—7.
6. Основные тенденции применения систем электронной автоматики для управления автомобильными двигателями за рубежом / В. А. Набоких, В. В. Горбатюк, Е. И. Значко, Л. М. Регельсон. М.: НИИ Автопром, ОИ, сер. V. Автотракторное электрооборудование и приборы. 51 с.

УДК 629.113.066:621.313.12

## Развитие автомобильных генераторов

Г. А. РАЙКОВА, С. М. ЛЕВИН

Куйбышевский завод автотракторного электрооборудования имени А. М. Тарасова

В КОНЦЕ десятой пятилетки на вновь выпускаемые автомобили и автобусы вместо генераторов постоянного тока стали устанавливать генераторы переменного тока, имеющие повышенный ресурс, меньшую массу и более высокую удельную мощность. В схеме электрооборудования автомобиля они работают либо с реле-регуляторами, которые являются отдельными приборами в схеме, либо с интегральными регуляторами напряжения (ИРН), которые монтируются в щеткодержателе генератора. Последнее снижает массу генераторной установки (генератор в комплекте с реле-регулятором), упрощает схему электрооборудования автомобиля, повышает надежность, ресурс, а также удельную мощность генераторов. Например, удельная мощность генератора Г250 вместе с отдельным регулятором составляет 110 Вт/кг, а с встроенным ИРН — 210 Вт/кг; масса реле-регуляторов меняется от 0,39 до 1,105 кг в зависимости от типа; масса ИРН составляет всего 0,054 кг; ресурс генераторов Г250 с реле-регулятором равен 180—300 тыс. км, а с ИРН — 300—350 тыс. км.

В табл. 1 приведены данные по некоторым генераторам переменного тока, выполненным на базе генератора Г250 и работающим в схеме электрооборудования автомобиля совместно с реле-регуляторами, а в табл. 2 данные по генераторам переменного тока, имеющим конструкцию, близкую к Г250, с смонтированными в щеткодержатель ИРН.

Различия между генераторами, перечисленные в табл. 1 и 2, невелики. Так, генератор Г259 отлича-

ется от генератора Г250Н1, для замены которого он и предназначен, только обмоточными данными; генератор Г259А от генератора Г259 — конструкцией шкива; генераторы Г271, Г272 и Г273 представляют собой модификацию генератора Г250 для работы совместно с реле-регулятором или ИРН.

В табл. 3 показаны генераторы переменного тока, базой для создания которых стали генераторы Г221, Г287, Г288, Г263А.

Таблица 1

Генератор	Выпрямитель	Регулятор	Автомобиль	Мощность, Вт	Напряжение, В	Масса, кг
Г250Н1 Г250Е1	БПВ4-45 БПВ4-45	РР-350 РР-350	ГАЗ-24	560	12,5	5,1
			ГАЗ-24А	560	12,5	5,1
			УАЗ-469	560	12,5	5,1
			УАЗ-452	560	12,5	5,1
Г259	БПВ4-60	РР-350	ГАЗ-24	840	14	
			ГАЗ-24А			
Г259А Г250Д1 Г250В2 Г250Г1 Г250Ж1	БПВ4-60 БВГ1 или БПВ4-45 БПВ4-45 БПВ4-45 БПВ4-45	РР-350 РР-362 РР-362 РР-350А РР-362	ГАЗ-353-1	840	24	
			ГАЗ-52	560	12,5	5,1
			ГАЗ-66	560	12,5	5,1
			ГАЗ-53	560	12,5	5,1
			«Москвич-408»	560	12,5	5,1
			«Москвич-412»	560	12,5	5,1
Г250И1 Г250П1	БПВ4-45 БПВ4-45	РР-132 РР-132	ЗИЛ-130	560	12,5	5,1
			ЗИЛ-131	560	12,5	5,1
Г250П2	БВГ1 или БПВ4-45	РР-132	Урал-375	560	12,5	5,1
			УАЗ-469			
Г271	БПВ4-45 или БВГ1	РР-127	УАЗ-452АЭ			
			УАЗ-452Э			
			МАЗ-500А	700	25	5
Г272 Г225 (16-3701)	БПВ4-45 БПВ4-60	РР-356 РР-350	КрАЗ-255Б			
			МАЗ-5335			
			КамАЗ-5320	800	28	5,1
			ГАЗ-3102	700	14	5,1

Как видно из таблицы, на автомобилях ВАЗ-2105 и ВАЗ-2107 устанавливается генератор Г222 с встроенными в щеткодержатель ИРН. Генератор имеет удельную мощность 164 Вт/кг, т. е. приблизительно на 14 Вт/кг большую, чем у его прототипа Г221.

В начале десятой пятилетки автобусы ЛАЗ оснащались генераторами Г286, автобусы ЛиАЗ — генераторами Г286Б с выпрямительными блоками. Сейчас им на смену пришли генераторы

Таблица 2

Генератор	Выпрямитель	Регулятор	Автомобиль	Мощность, Вт	Напряжение, В	Масса, кг
29-3701	БПВ4-45	ИРН-Я112А	«Москвич-412 и -2140»	700	14	4,9
Г254	БПВ4-45	ИРН-Я112А	ГАЗ-51	560	14	4,9
17-3701	БПВ4-45	ИРН-Я112А	ЗИЛ-130	700	14	4,9
Г266	БПВ4-45	ИРН-Я112А	ПАЗ-672	840	14	4,95
Г266А	БПВ4-45	ИРН-Я112А	КАвЗ-685	840	14	4,95
Г273	БПВ4-45	ИРН-Я120А	МАЗ-500А	900	28	4,95
			МАЗ-5335;			
			КрАЗ-255			
Г273А	БПВ4-45	ИРН-Я120А	КамАЗ-740	900	28	4,9
Г273Б	БПВ4-45	ИРН-Я120А	МАЗ-5336	900	28	4,9

Г286А и Г286В с встроенными в щеткодержатели ИРН типа Я112А. Мощность этих генераторов доведена до 1300 Вт.

То же самое можно сказать и в отношении генераторов для других автомобилей. Поэтому очевидно, что за годы текущей пятилетки генераторы постоянного тока будут полностью заменены генераторами переменного тока с встроенными интегральными регуляторами напряжения.

Как отмечалось выше, генераторы переменного тока имеют меньшую, чем генераторы постоянного тока, металлоемкость. Нельзя не отметить и того, что отечественные генераторы переменного тока по этой характеристике оказываются лучше аналогич-

Генератор	Выпрямитель	Регулятор	Автомобиль	Мощность, Вт	Напряжение, В	Масса, кг
Г221	ВА-20 БПВ6-42	РР-380	ВАЗ (модели 2101, 2102, 2103, 2121, 21011, 2106)	616	14	4,1
Г222	БПВ6-42	Я112А	ВАЗ (модели 2105, 2107)	700	14	4,2
Г286	ВБГ6-Г	РР-362	ЛАЗ (модели 695, 696, 697, 699)	1200	14	15
Г286Б	ВБГ6-Г	РР-362	ЛиАЗ-677	1200	14	15
Г286А	ВБГ6-Г	Я112А	ЗИЛ-158В	1300	14	15
Г286В	ВБГ6-Г	Я112А	ЛАЗ (модели 695, 696, 697, 699)	1300	14	15
Г289	ВБГ6-Г	Я112А	ЗИЛ-58В	2000	28	14,5
Г287	ВБГ7-Г	РР-132	Автобусы ЛАЗ и ЛиАЗ с дизелями	1160	14	8,9
Г287Б	ВБГ7-Г	РР-132	ГАЗ-66	1160	14	8,9
			УралАЗ-375			
			ЗИЛ-131			
Г288	ВБГ7-Г	11-3702	Автомобили КрАЗ	1344	28	9,1
Г288А	БПВ7-100	РР-132	Автомобили	1344	28	9,1
			КрАЗ, КамАЗ-5320			
Г284	БПВ8-100	РР-100	ГАЗ-14, ГАЗ-24	1160	14	13,5
Г263А	ВКД-50	РР-363	БелАЗ-540 и -548А	4200	28	22,5

ных машин многих даже наиболее известных зарубежных фирм; например, удельная мощность генераторов типа Г250 всех модификаций с встроенными ИРН составляет 210 Вт/кг. Удельная мощность аналогичных генераторов фирмы Бош (ФРГ) — 184 Вт/кг; фирмы ЛУКАС (Англия) — 166 Вт/кг; фирмы Престолайт (США) — 163 Вт/кг и т. д.

Кроме внедрения интегральных регуляторов напряжения, улучшение характеристик генераторов будет идти за счет уменьшения стыков в роторе, изменения схем и цементации обмоток статора, замены блоков ВБГ на БПВ, унификации деталей и повышения тока возбуждения. Опыт показывает, что все это позволит повысить ресурс генераторов переменного тока для грузовых автомобилей до 350—400 тыс. км а для легковых — до 150 тыс. км, сократить расход металла.

УДК 629.113.066:628.94

## Световые приборы автомобилей в одиннадцатой пятилетке

Канд. техн. наук К. М. ЛЕВИТИН, А. В. ЛЮБАРЦУК, А. С. ДЕКАЛЕНКОВ

НИИАвтоприборов

**В** НИИАВТОПРИБОРОВ проведен анализ светотехнических параметров оптических элементов современных фар, которому предшествовал статистический анализ оснащения автомобилей системами освещения (рис. 1). В процессе анализа выявлены преимущества фар с большим световым отверстием — прямоугольных (например, FER 210×135 мм) и диаметром 170 мм. Системы освещения на базе указанных оптических элементов в процессе дорожных испытаний показали наилучшие результаты по параметру «дальность видимости», характеризующему систему освещения<sup>1</sup> с позиций безопасности движения. Экономический анализ указанных систем освещения показал, что оптические элементы простых геометрических форм имеют более низкую стоимость, чем световой блок, фары типа «кенгуру» и т. д.

<sup>1</sup> Левитин К. М. Безопасность движения автомобилей в условиях ограниченной видимости. М.: Транспорт, 1979. 112 с.

С целью формирования технической политики, а также унификаций в области фарной техники в НИИАвтоприборов разработан и рекомендуется для автомобилей одиннадцатой пятилетки ряд типоразмеров прямоугольных головных фар, предназначенных для оснащения перспективных автомобилей. Остановимся на основных моментах рекомендаций НИИАвтоприборов.

Оптические элементы целесообразно выполнять в виде фар прямоугольной конфигурации со скругленными углами. Горизонтальный размер комплекта оптических элементов варьируется. Вертикальный размер одинаков для всех типов фар данного типоразмера. Такой выбор размеров позволяет комбинировать оптические элементы вместе с фонарями в любые групповые узлы и создавать любой набор фар и фонарей, определяемый классом автомобиля (модульная система).

Так, первый ряд типоразмеров предполагает два варианта размеров оптических элементов. Основная фара: ширина 255 мм, высота 150 мм; дополнитель-

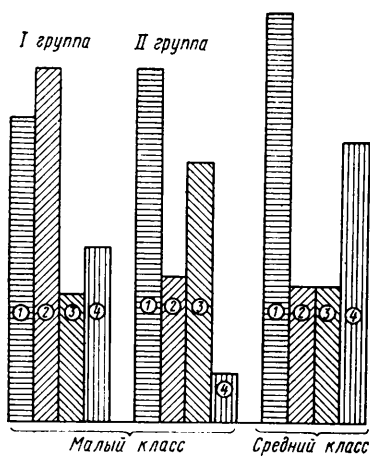


Рис. 1. Диаграмма оснащения легковых автомобилей осветительными приборами:  
1 — четырехфарная система, фары диаметром 135 мм; 2 — двухфарная система, фары диаметром 170 мм; 3 — двухфарная система, фары прямоугольные; 4 — прочие системы (световой блок, «кенгуру» и т. д.)

ная фара (противотуманная и прожектор) — квадратная, со стороной 150 мм. Входящий в этот ряд фонарь — указатель поворота имеет высоту также 150 мм (рис. 2, а). Фары данного типоразмера пред-

полагается рекомендовать для оснащения автомобилей малого и среднего класса.

Второй типоразмерный ряд состоит из фар уменьшенных размеров (рис. 2, б). Прямоугольная фара (основная) имеет размеры 190×123 мм. В ряд входят также дополнительные квадратные фары со стороной квадрата 123 мм и указатель поворота с высотой 123 мм. Фары этого типоразмера обеспечивают возможность применения горизонтальной и вертикальной компоновок групп и их предполагается (см. рис. 2) рекомендовать для оснащения автомобилей особо малого класса (двухфарный ва-

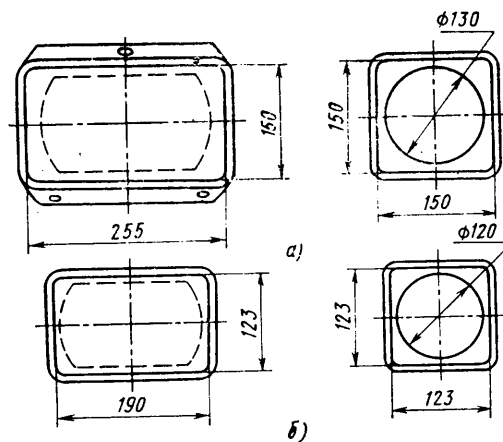


Рис. 2. Габаритные размеры и размеры световых отверстий фар двух типоразмерных рядов: а — первый ряд; б — второй ряд

риант), а также для автомобилей высокого класса, «Люкс» и автобусов (четырефарный вариант).

Рекомендуемые стандартизованные ряды фар не исключают применения кузовов аэродинамических форм и индивидуальных решений передней части автомобиля, в том числе и с использованием покровных стекол или убирающихся щитков и фар. Внедрение таких (модульных) схем не вносит дополнительных требований к корректирующему устройству, фароомывателю и фарочистителю.

УДК 629.113.05:621.38

## Указатели для электронных измерительных устройств автомобилей

Д-р техн. наук М. Н. ФЕСЕНКО, В. И. ГУБАНОВ

Московский автомеханический институт

В СВЯЗИ с быстрым ростом числа автомобилей на дорогах нашей страны актуальней становятся проблемы безопасности движения, воздействия отработавших газов на окружающую среду, контроля за режимом движения и режимом работы двигателей и т. д. Их положительному решению способствует использование электроники и автоматики на автомобиле. Кроме того, электронные устройства надежны, обладают малой массой и габаритами.

Среди систем автомобиля одно из основных мест занимают контрольно-измерительные приборы, которые передают водителю информацию об основных процессах, протекающих в автомобиле. Поэтому принципы построения электронных контрольно-измерительных устройств автомобиля целесообразно рассматривать на примере именно этих приборов, и в частности на примере электронных спидометров и тахометров со стрелочными указателями.

Функциональная схема электронного прибора (рис. 1) состоит из датчика импульсов, одновибратора (для спидометра дополнительно преобразователь-усилитель) и магнитоэлектрического указателя (счетчика). Датчик преобразует скорость движения автомобиля (частоту вращения коленчатого вала двигателя) в последовательность импульсов, число которых пропорционально величине контролируемого параметра; одновибратор преобразует импульсы в сигналы постоянной длительности; маг-

нитоэлектрический указатель воспринимает эти сигналы, и его стрелка отклоняется пропорционально частоте их следования.

В качестве датчиков можно применять импульсные магнитоэлектрические генераторы, используя венцы маховиков коленчатых валов и шестерни коробок передач, которые вращаются с частотами, пропорциональными скорости движения автомобиля, а также различные типы параметрических датчиков.

Таким образом, ток в цепи указателя изменяется пропорционально частоте следования входных импульсов, и процесс измерения параметров может быть описан дифференциальными уравнениями [1]. Более того, так как в цепи магнитоэлектрического указателя протекает ток непрерывно, то его среднее значение можно выразить уравнением

$$I_{y.c.p} = \frac{U_n}{R_y} [\gamma (1 - K) + K] \times \left\{ 1 - \frac{(1 - C) (1 - K) (1 - \epsilon)^{-\gamma \tau_y} (1 - e^{-\frac{(1 - \gamma) \tau_y}{C}})}{\tau_y [\gamma (1 - K) + K] (1 - e^{-\left(\gamma + \frac{1 - \gamma}{C}\right) \tau_y})} \right\},$$

где  $\gamma = t_n/T = t_n f$  — относительная длительность сигнала;  
 $K = U_n R_{y.n} / U_n R_{y.p}$  — коэффициент, учитывающий изменение структуры измерения;  
 $C = L_{y.n} R_{y.n} / L_{y.p} R_{y.p}$  — коэффициент, учитывающий

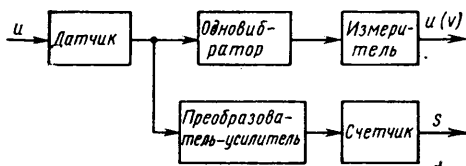
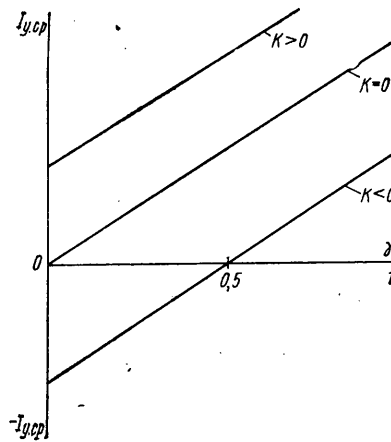


Рис. 1. Функциональная схема электронного спидометра

Рис. 2. Влияние коэффициента изменения структуры измерения на положение нулевой точки указателя



изменение параметров цепи измерения;  
 $\tau_y = R_y / f L_y$  — относительная длительность периода следования импульсов. (Здесь индексы «и», «п», «у» — соответственно импульс, пауза, указатель).

Изменяя составляющие этого уравнения, можно спроектировать измерительную систему с нужными, наперед заданными свойствами. Например, изменяя величину коэффициента  $K$ , т. е. структуру измерения, можно в широких пределах изменять положение нулевой точки на шкале указателя и даже вывести ее за пределы шкалы (рис. 2). Действительно, при  $K=0$  нулевая точка шкалы будет соответствовать положению точки в начале шкалы, потому что в этом случае средний ток при отсутствии входного сигнала будет равным нулю. Если же положение нулевой точки необходимо сместить ближе к середине шкалы, то значение этого коэффициента придется принимать в пределах от 0 до  $-1$ . При  $k=-1$  нулевая точка расположится в середине шкалы и т. д.

Изменяя параметры цепи измерения  $L_y$ ,  $L_{y.п}$ ,  $R_y$  и  $R_{y.п}$  во время импульсов и пауз, т. е. изменяя значения коэффициента  $C$ , можно в широких пределах изменять линейность шкалы указателя, что может потребоваться для растягивания отдельных участков шкалы. Так, при  $C=1$  шкала указателя будет равномерной, потому что средний ток, протекающий через указатель, изменяется в этом случае по линейному закону.

Варьируя значения коэффициентов  $K$  и  $C$ , можно, в принципе, создать 12 групп указателей электронных импульсных контрольных приборов (см. таблицу), имеющих различное положение нулевой точки на шкале и характеристику шкалы.

Примером электронных контрольных приборов может служить тахометр ТХ193 [1 и 2], принципиальная схема которого приведена на рис. 3.

Из рисунка видно, что данный тахометр состоит из стабилизатора напряжения, блока запускающих импульсов, одновибратора и магнитоэлектрического указателя. У этого тахометра нулевое положение

№ группы приборов	$K$	$C$	Положение нулевой точки	Характеристика шкалы
1	0	1	В начале шкалы	Линейная
2	-1	1	В середине шкалы	»
3	>0	1	Смещена влево за пределы шкалы	»
4	<0	1	Смещена вправо	»
5	0	>1	В начале шкалы	Нелинейная
6	-1	>1	В середине шкалы	»
7	>0	>1	Смещена влево за пределы шкалы	»
8	<0	>1	Смещена вправо	»
9	0	<1	В начале шкалы	»
10	-1	<1	В середине шкалы	»
11	>0	<1	Смещена влево за пределы шкалы	»
12	<0	<1	Смещена вправо	»

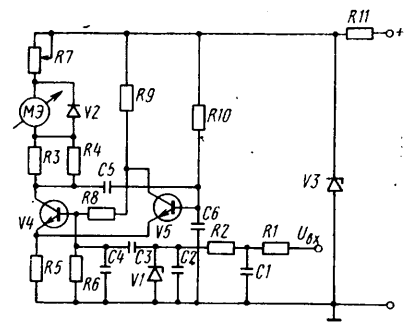


Рис. 3. Принципиальная схема электронного тахометра ТХ193

стрелки соответствует началу шкалы, сама шкала нелинейная, но с линейным участком в рабочем диапазоне частот вращения коленчатого вала двигателя, т. е.  $K=0$  и  $C=1$ . По принятой выше классификации этот тахометр относится к 5-й группе.

Известно, что в магнитоэлектрическом приборе вращающий момент пропорционален среднему значению тока [3], а противодействующий, создаваемый спиральными пружинами, пропорционален углу их закручивания. Из равенства этих моментов можно, воспользовавшись зависимостью между частотой вращения коленчатого вала  $n$  и углом закручивания пружин указателя  $\alpha$  ( $n=C_{пр}\alpha$ ), установить величину постоянной прибора  $C_{пр}$  или цену деления его шкалы, которая показывает число единиц измеряемой величины, приходящейся на одно деление шкалы:

$$C_{пр} = \frac{30 R_y m_2}{U_{ст} m_1 t_n}$$

где  $U_{ст}$  — напряжение стабилизации стабилизатора V3;

$m_1$  — коэффициент, зависящий от величины магнитной индукции в воздушном зазоре и параметров катушки магнитоэлектрического прибора;

$m_2$  — жесткость пружины.

Заметим, что пропорциональная зависимость между  $n$  и  $\alpha$  указывает на то, что шкала этого прибора может быть сделана равномерной. Это следует из того, что постоянная времени магнитоэлектрического указателя  $T=2 \cdot 10^{-5}$  с значительно меньше длительного периода переключения прерывателя при максимальной частоте вращения коленчатого вала ДВС ( $T=3,75 \cdot 10^{-3}$  с), поэтому экспоненциальные члены уравнения становятся пренебрежительно малыми.

Принципы проектирования или подбора указателей применены не только к электронным тахометрам и спидометрам, но и ко всем приборам, с помощью которых измеряют или контролируют рабочие параметры автомобиля и его систем. В схемы некоторых из этих приборов может потребоваться включение (перед указателем) преобразователь-усилителей, делителей частоты и т. д.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Теория, конструкция и расчет автотракторного электрооборудования / Под ред. М. Н. Фесенко. М.: Машиностроение, 1979. 344 с.
2. Боровских Ю. И., Мельников А. Ф., Прудников И. П. Автомобильные контрольно-измерительные приборы. М.: Транспорт, 1976, с. 168.
3. Турицин А. М. Электрические измерения неэлектрических величин. М.: Энергия, 1966. 690 с.

# Вибрационные нагрузки и работоспособность элементов электрооборудования автомобиля

Кандидаты технических наук В. А. МИЦЕНКОВ, М. М. ДИЖУР, В. М. КИРИЛЛОВ

ЦНИАП НАМИ

О ДНОИ из важнейших задач автомобилестроения является создание конструкций автомобилей, их систем и агрегатов, обеспечивающих увеличение межремонтных пробегов, снижение количества отказов и расхода запасных частей. Между тем опыт эксплуатации и данные полигонных испытаний свидетельствуют о том, что в отношении систем электрооборудования этот вопрос пока еще до конца не решен: на эти системы приходится до 25% от общего числа отказов автомобиля.

Рассмотрим, с чем это связано. Надежность электрооборудования автомобиля, как свидетельствует опыт, во многом зависит от такого эксплуатационного фактора, как воздействие вибрационных и ударных перегрузок. А росту этих перегрузок способствует — не в последнюю очередь — увеличение мощности двигателей и соответственно улучшение скоростных характеристик автомобилей, что подтверждается статистикой: значительное количество отказов изделий электрооборудования происходит на автомобилях большой грузоподъемности с мощными дизелями. Величины виброперегрузок, естественно, зависят от состояния дорог, режима работы двигателя и силовой передачи. Например, на автомобилях большой грузоподъемности, работающих в карьерах, отказы генераторов случаются гораздо чаще, чем на этих же автомобилях, работающих в хороших дорожных условиях.

Но все это, можно сказать, чисто качественные, хотя и основанные на опыте, соображения. С целью же выявления конкретных причин выхода из строя генераторов и повышения надежности их работы на автомобилях большой грузоподъемности были проведены специальные исследования.

В ходе исследований измеряли среднеквадратичные величины виброускорений, воздействующих на генераторы автомобилей с разными пробегами. Измерения проводили при различных частотах вращения коленчатого вала двигателя, на стоянке и при движении, с грузом и без него, в условиях реальной эксплуатации в карьерах. Ускорения записывали на магнитную ленту в диапазоне частот 10—5000 Гц. Некоторые результаты измерений приведены в таблице.

Из таблицы следует, что максимальные уровни среднеквадратичных значений виброускорений генераторов и мест их установки на двигателях составляют 26—34 g, причем уровень вибрации возрастает с увеличением пробега автомобилей. В то же время виброускорения на раме автомобиля не превышают 2,4 g.

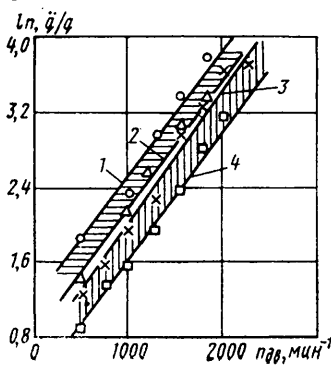
На рисунке приведены в полулогарифмических координатах зависимости изменения вектора вибро-

нагрузок  $\vec{q}$  в местах установки генераторов от частоты вращения коленчатого вала двигателя  $n_{дв}$  и их наработки (кривые 1 и 2 — для двигателя мощностью 367 кВт с наработкой 36 и 2 тыс. км соответственно; кривые 3 и 4 — для двигателя мощностью 266 кВт при наработке 33 и 14 тыс. км).

Аналогичные зависимости имеют место для самого генератора.

Из приведенных на рисунке данных следует, что модуль вектора виброускорений выше на двигателях с большей мощностью. Изменение вибронормированных мест установки генератора на двигателях испытываемых автомобилей характеризуется коэффициентом прироста, равным соответственно 1,35—1,64, и для автомобилей с двигателями мощностью 266 кВт может быть аппроксимировано функцией  $q_d \approx \exp [3,4 + 0,34 \lg (T - T_0)]$ , а для автомобилей с двигателями мощностью до 368 кВт — функцией  $q_d \approx \exp [3,6 + 0,26 \lg (T - T_0)]$ , где  $(T - T_0)$  — наработка двигателей в интервале испытаний, тыс. км.

Результаты частотного анализа свидетельствуют о том, что максимальные составляющие спектра виброускорений на основных деталях генератора имеют место в диапазоне частот 355—1400 Гц и достигают 15—20 g, а на пластине радиатора диодов (с выводом) — 27 g. Кроме того, в отдельных частотных диапазонах, в частности на частоте основной моторной и кратных ей гармоник уровни ускорений на элементах генератора в 2—10 раз выше, чем на блоке двигателя в месте установки генератора. Это свидетельствует о наличии резонансных колебаний отдельных деталей генератора при работе двигателя. С учетом данных по вибронормировкам, полученных в ходе исследований, проведен комплекс конструктивных мероприятий, позволивших уменьшить число отказов элементов генератора. Однако и после этого те же самые отказы продолжают в эксплуатации иметь место, хотя их повторяемость уменьшилась.



Мощность и режим работы двигателя и автомобиля	Максимальные уровни виброускорений, g		
	Блок двигателя в месте установки кронштейна крепления генератора	Крышка генератора со стороны контактных колец	Рама автомобиля (в месте возможной установки генератора)
$N_e = 266$ кВт, на стоянке: $n_{дв} = 2000 \div 2250$ мин <sup>-1</sup> $n_{дв} = 2100$ мин <sup>-1</sup>	33,7/26,0 25/33	24 31/33	0,4 0,5
$N_e = 368$ кВт, спуск в карьер без груза: $n_{дв} = 1300 \div 1800$ мин <sup>-1</sup> $N_e = 368$ кВт, подъем из карьера с грузом: $n_{дв} = 2000 \div 2100$ мин <sup>-1</sup>	15 24	22 32	1,1 2,4

Примечание. В числителе даны значения виброускорений для двигателя с наработкой 33 тыс. км, в знаменателе — 14 тыс. км.

Отсюда следует, что для повышения надежности работы генераторов карьерных автомобилей целесообразно изменить место их установки, например, поместить генератор на раму автомобиля, обеспечив привод от дополнительного шкива вентилятора.

Такой перенос был выполнен на 11 автомобилях и дал положительные результаты: все автомобили достигли пробега 50 тыс. км без отказов генераторов. Это и понятно: установкой генератора на раме автомобиля достигнуто значительное (в 10—15 раз) снижение уровня вибраций. Заметим кстати, что изменение места установки генератора упростило — улучшились подходы — уход за ним, исключило попадание на него топлива, масла и пыли.

Другим примером отрицательного воздействия вибрации, как показывают статистические данные полигонных испытаний и эксплуатации, являются отказы ламп светосигнальных фонарей на определенных моделях автомобилей с 24-вольтовой системой электрооборудования. Проведенный на основе статистических оценок анализ вероятности безотказной работы сигнальных ламп, отказавших при лабораторно-дорожных испытаниях, также показал возможность аппроксимации этих отказов экспоненциальным распределением (с доверительной вероятностью 0,8). При этом интенсивность отказов характеризуется значениями  $\lambda=0,16 \div 0,17$  для бортовых автомобилей и самосвалов и  $\lambda=0,4$  для седельных тягачей, т. е. имеет достаточно высокие значения.

Как показали результаты проведенных исследований и анализ зарубежных данных, для увеличения срока службы сигнальных автоламп следует, во-первых, путем соответствующих конструктивных решений снижать уровень механических напряжений в наиболее нагруженных сечениях нитей накала и повышать их динамическую долговечность; во-вторых, использовать методы амортизационной защиты ламп и фонарей от вибрационных перегрузок.

Работы, направленные на повышение качества, надежности и механической прочности самих ламп накаливания за счет конструктивных и технологических мероприятий проводятся в настоящее время

предприятиями электроламповой промышленности. Например, в 1979—1980 гг. электроламповыми заводами были изготовлены опытные образцы ламп типа 24-21, которые при напряжении в сети, равном 29 В, и вибрационных перегрузках до 15 g имеют, по данным стендовых испытаний, вероятность безотказной работы 0,9 (с доверительной вероятностью 0,8), а также образцы ламп типа 24-5, имеющие (тоже по стендовым оценкам) вероятность безотказной работы 0,73 (с той же доверительной вероятностью).

Однако опыт эксплуатации и испытаний свидетельствует о том, что одних только конструктивно-технологических мероприятий по повышению прочности нитей недостаточно. Необходим комплекс мероприятий, включающих применение средств защиты ламп и фонарей от механических перегрузок с учетом имеющегося положительного отечественного опыта (БелАвтоМАЗ), а также зарубежного (Штейер и др.).

Измерения и анализ вибрационных перегрузок произведены не только для генераторов и сигнальных ламп автомобилей большой грузоподъемности, но и для многих других изделий электрооборудования всех основных моделей автомобилей, выпускаемых отечественной промышленностью. В результате оказалось, что для ряда изделий вибрационные перегрузки в условиях эксплуатации превышают уровни, предусмотренные действующим ГОСТ 3940—71, хотя и не превышают вибрационных перегрузок объектов электрооборудования зарубежных автомобилей. Это означает, что в ГОСТ 3940—71 (5—10 g при испытаниях на фиксированной частоте 50 Гц), по-видимому, недостаточно учтены реальные условия эксплуатации и что режимы испытаний объектов электрооборудования целесообразно выбирать с учетом РТМ на вибрационные испытания, разработанных НИИАвтоприборов.

Таким образом, основными направлениями по обеспечению надежности электрооборудования следует считать увеличение вибростойкости, снижение вибрационных перегрузок изделий путем конструктивного их совершенствования и обеспечения мер защиты, а также рационального выбора мест установки. Наиболее эффективным, а в ряде случаев единственно оправданным, является комплексное решение задачи.

УДК 621.43.045.401.7:629.114.4

## Ресурс свечей зажигания А9Н автомобилей ЗИЛ-130

Д-р техн. наук Я. Х. ЗАКИН, Х. М. МИРЗАМАМЕДОВ  
Ташкентский автодорожный институт

**П**РОВЕДЕННОЕ в Ташкентском автодорожном институте исследование имело целью выявить влияние условий эксплуатации свечей зажигания на их надежность и долговечность, определить необходимую периодичность их технического обслуживания и обосновать нормы расхода свечей в процессе эксплуатации автомобилей ЗИЛ-130.

Объектом исследования были свечи зажигания А9Н производства Тюменского завода автотракторного электрооборудования, устанавливаемые наря-

ду со свечами А11 на двигателе ЗИЛ-130, ЗИЛ-375, ЗМЗ-13 и ЗМЗ-66 и имеющие гарантийный ресурс, равный 41 тыс. км.

Параметры новых свечей, полученных с указанного завода, были такими: средний зазор между электродами 0,91 мм со среднеквадратичным отклонением 0,063 мм, высота центрального электрода (выступление его из изолятора) 1,39 мм со среднеквадратичным отклонением 0,007 мм.

Все автомобили к началу эксплуатационных ис-

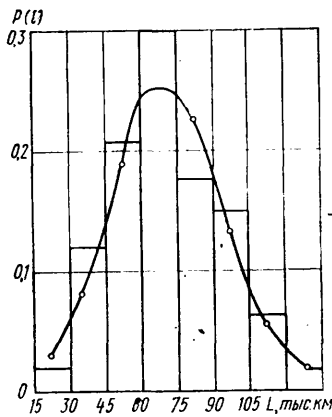


Рис. 1. Распределение долговечности свечей зажигания

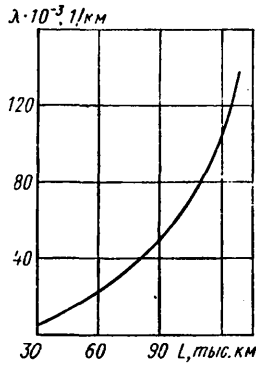


Рис. 2. Интенсивность отказов свечей зажигания во второй группе

пытаний имели одинаковые пробеги и практически одинаковое техническое состояние. Подконтрольные автомобили были разделены на три группы (см. таблицу).

Группа	Автомобиль	Число	
		автомобилей	свечей
I	ЗИЛ-130 без прицепа	5	40
II	ЗИЛ-130 с одним двухосным прицепом	20	160
III	ЗИЛ-130 с двумя двухосными прицепами	4	32

Новые свечи зажигания и распределители Р4-Д были установлены на двигателях подконтрольных автомобилей при проведении ТО-2, зазор между электродами свечей — 0,85 мм, зазор в контактах прерывателей — 0,3 мм. Установка новых распределителей и систематическая регулировка контактов прерывателей обеспечивала нормальную работу свечей зажигания.

Для конкретизации наработки свечей по каждому цилиндру двигателя все свечи зажигания были «закреплены» по цилиндрам и находились в них без замены от начала до конца испытаний, т. е. до полного износа.

В процессе подконтрольной эксплуатации проводилось техническое обслуживание автомобилей в соответствии с планом-графиком ТО, т. е. через каждые 2000 (ТО-1) и 10 000 (ТО-2) км. Коэффициент  $K_1 = 0,8$  [2].

Условия эксплуатации были достаточно типичными для средних по размерам и оснащенности автотранспортных предприятий: общий пробег подконтрольных автомобилей за период, к концу которого все свечи достигли предельного состояния, соста-

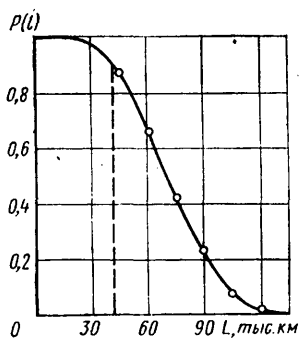


Рис. 3. Эмпирическая кривая убыли

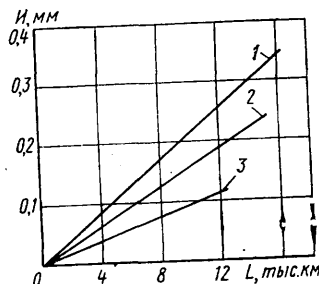


Рис. 4. Интенсивность изнашивания электродов свечей:  
1 — автомобиль без прицепа; 2 — автомобиль с двухосным прицепом; 3 — автомобиль с двумя двухосными прицепами

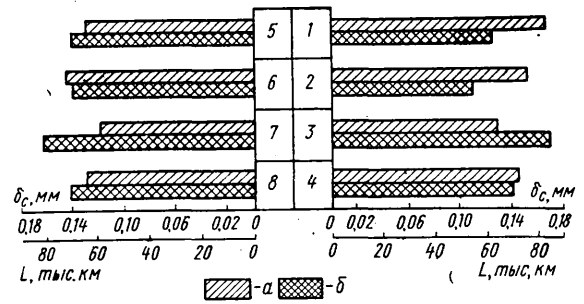


Рис. 5. Изменение долговечности (а) и увеличение зазора (б) в цилиндрах двигателя (1—8)

вил 1,7 млн. км; средний пробег каждого автопоезда — 85,2 тыс. км. Средняя долговечность свечей оказалась равной 71,06 тыс. км при среднеквадратичном отклонении, равном 23,39 тыс. км и коэффициенте вариации 0,33.

Распределение выходов свечей из строя (отказы перемонтируемого изделия), интенсивность отказов свечей  $\lambda$  и эмпирическая кривая их убыли  $P(l)$  представлены соответственно на рис. 1, 2 и 3. Изменение величины абсолютного износа  $U$  электродов — на рис. 4. Начало координат на последнем из рисунков соответствует нормальному (0,85 мм) зазору между электродами 0,85 мм.

Как видно из рис. 4, износ электродов свечей существенно зависит от нагрузки на двигатель автомобиля и составляет (в среднем) для автомобиля ЗИЛ-130 без прицепа 0,0096 мм/тыс. км; с двухосным прицепом — 0,0154 мм/тыс. км; с двумя двухосными прицепами — 0,0207 мм/тыс. км.

Отсюда следует, что буксировка прицепов увеличивает интенсивность износа электродов свечей примерно на 60% на каждый прицеп. В связи с тем, что долговечность свечей приблизительно обратно пропорциональна интенсивности износа электродов, для одиночных автомобилей ее можно принять 100—110 тыс. км, т. е. на 40—50% большей, чем у основной группы автомобилей с одним двухосным прицепом, а для автомобилей с двумя прицепами 45—50 тыс. км, т. е. на 30—40% меньшей, чем у основной группы.

Как выяснилось в ходе испытаний, электроды свечей, находящихся в разных цилиндрах, изнашиваются неравномерно: больше в третьем и седьмом цилиндрах (рис. 5), над которыми расположен карбюратор, и меньше — в других. Долговечность свечей, установленных в этих цилиндрах, оказывается на 11—15% меньше средней, определенной для второй группы автомобилей.

Наименьший износ и наибольшая долговечность (в среднем на 10,2%) наблюдались у свечей правых по ходу цилиндров (1—4).

Причина этого, вероятно, состоит в разной длине проводов высокого напряжения. Увеличенная емкость проводов к свечам правых цилиндров уменьшает пробивное напряжение, что приводит к уменьшению износа электродов [1 и 3].

Технические нормы расхода запасных частей на 100 автомобилей до их полного износа рассчитываются по средним ресурсам деталей [2].

Таким образом ресурс свечи зажигания А9Н при работе на автомобиле ЗИЛ-130 без прицепа в условиях Средней Азии можно принять равным 100—110 тыс. км, на автомобиле с одним прицепом 70—75, а с двумя прицепами 45—50 тыс. км. А так как



среднегодовая наработка автомобиля с прицепами в этих условиях равна  $\sim 17$  тыс. км, то нормы поставки в запчасти свечей зажигания следует пересмотреть в сторону уменьшения с 700 до 200—250 шт. в год на 100 автомобилей.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Банников С. П. Электрооборудование автомобилей. М.: Транспорт, 1977. 192 с.

2. Блюдов Е. П. К вопросу о нормировании расхода запасных частей. — Автомобильная промышленность, 1971, № 9, с. 20—23.

3. Теория, конструкция и расчет автотракторного электрооборудования / Под ред. М. Н. Фесенко. М.: Машиностроение, 1979. 344 с.

УДК 629.113.001.5:539.4:681.3.06

## Исследование прочности автомобильных кузовов методом конечных элементов

Д-р техн. наук В. Ф. ЧИЖОВ, О. В. СИНИЛЬНИКОВ  
Завод-вуз при Московском автозаводе им. И. А. Лихачева

**В** НАСТОЯЩЕЕ время определились два направления работ, имеющих своей целью снижение массы кузовов автомобилей: замена традиционных материалов низколегированными сталями, пластмассами, алюминиевыми сплавами и оптимизация конструктивной схемы кузова с помощью ЭВМ. Комплексное решение обоих направлений позволяет добиться существенного снижения металлоемкости кузова автомобиля [1 и 2].

В данной статье рассматриваются только вопросы структурного анализа силовой схемы кузова, который позволяет найти рациональный вариант равнопрочной конструкции кузова, поскольку именно такая конструкция, как показывают исследования, будет иметь минимальную массу и оптимальную высокую жесткость [3]. В связи с развитием вычислительной техники широкое распространение получили численные методы расчета, в частности метод конечных элементов (МКЭ). Этот метод, по сравнению с другими, имеет ряд преимуществ, однако, несмотря на широкое применение его в различных отраслях машиностроения, он пока еще не нашел своего практического использования в автомобилестроении и, в частности, при расчете кузовов [4, 5, 6].

В настоящей работе изложены результаты исследования напряженно-деформированного состояния автомобильных кузовов МКЭ (в варианте метода перемещений) на примере расчета кузова легкового автомобиля высшего класса. В качестве базовых элементов для расчета выбраны совместные между собой плоский треугольный элемент постоянной толщины с тремя узловыми точками и 18 степенями свободы и элемент прямолинейного призматического стержня с двумя узловыми точками и 12 степенями свободы [7]. Компоненты вектора узловых перемещений стержня аппроксимированы линейными (продольное перемещение и угол закручивания) и кубическими (поперечные перемещения узла) полиномами, а компоненты узловых перемещений плоского элемента — двумерным полиномом первой степени (касательные перемещения) и кубическим полиномом (нормальная компонента перемещений).

Выбор этих элементов для анализа прочности и жесткости корпуса автомобиля объясняется их универсальностью при аппроксимации практически любых по геометрии оболочечно-стержневых систем. Кроме того, они имеют минимально возможное число степеней свободы при выполнении ими жесткостных функций во всех направлениях [7]. Это позволяет, создавая довольно подробную расчетную схему корпуса, получать приемлемый порядок системы разрешающих уравнений.

Для реализации алгоритма на ЭВМ составлена программа на алгоритмическом языке ФОРТРАН IV, которая внедрена на ЭВМ серий ЕС.

С целью сокращения времени работы на ЭВМ программа структурно разделена на две части. В первой осуществляется ввод исходной информации, ее обработка, диагностика, запись в дисковые файлы и создание матрицы жесткости, которая также хранится в соответствующем файле на магнитном диске. Во второй части вводятся граничные условия, величины нагрузки, выполняется решение системы уравнений и осуществляется вывод полученных результатов.

Такое разделение программы очень удобно: для одной и той же расчетной схемы, но разных условий ее нагружения нет необходимости выполнять первую часть программы, так как матрицу жесткости можно резервировать на магнитную ленту и вводить на диск перед выполнением второй части.

С помощью созданных алгоритма и программы было исследовано напряженно-деформированное состояние корпуса легкового автомобиля, имеющего рамную структуру, причем рама и кузов связаны между собой болтовыми креплениями через неупругие прокладки, компенсирующие размерные несоответствия. Расчетная схема корпуса автомобиля представлена в виде разветвленной оболочечно-стержневой системы с достаточно большим числом элементов (рис. 1).

Наличие плоскости симметрии в принятой расчетной схеме позволило сократить число элементов и рассматривать только половину конструкции корпуса. Влияние второй половины учитывалось путем введения дополнительных граничных условий в узлах, расположенных на оси симметрии кузова. Расчетная схема, в соответствии с конструктивным и технологическим делением, включала переднюю часть кузова, его основание, крышу, заднюю часть, задние крылья и элементы силового каркаса. Лонжероны и поперечины рамы были представлены набором элементов прямолинейного призматического стержня. Критерием введения нового элемента являлось или изменение геометрии конструкции, или резкое изменение поперечного сечения, а следовательно, и жесткости участка.

Передняя часть кузова была представлена в виде системы плоских элементов, образующих коробчатую конструкцию, и стержневых элементов, которые расположены по ее границам. Основание кузова также аппроксимировалось плоскими элементами, места подкреплений, боковой лонжерон — стержневыми, а тоннельная труба с учетом изменения ее поперечного сечения — ломаной поверхностью. Торцовая поверхность брызговика заднего колеса аппроксимировалась системой плоских элементов с учетом формы реальной конструкции этого участка, крыша и заднее крыло — выпуклыми ломаными поверхностями, причем изнутри крыло считали подкрепленным «пауком», составленным из стержневых элементов. Стойки каркаса кузова, боковая силовая обвязка, поперечины, лонжероны и другие подкрепляющие элементы кузова представлялись стержнями.

В расчетной схеме стержневые элементы имеют вид прямых линий, поэтому реальный объемный стержень нужно приводить к линии, проходящей через центр тяжести сечений. При

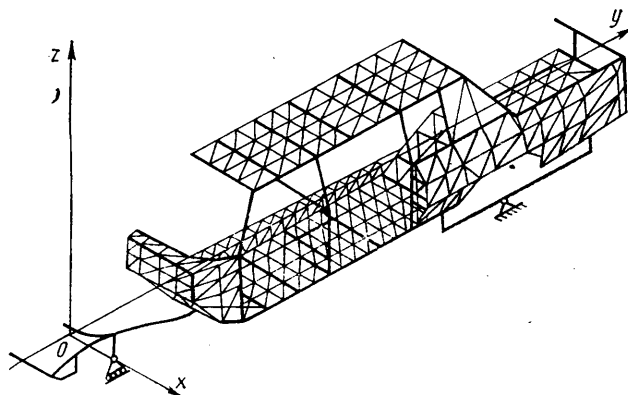


Рис. 1. Расчетная схема корпуса легкового автомобиля

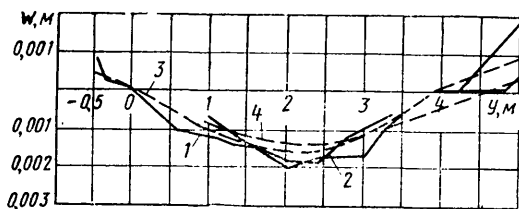


Рис. 2. Прогобы лонжеронов рамы и кузова под действием симметричной нагрузки: 1 — эксперимент (рама); 2 — эксперимент (кузов); 3 — расчет (рама); 4 — расчет (кузов)

этом линия наделяется всеми жесткими характеристиками, присущими реальному стержню. Подобная идеализация требует для сохранения реальных геометрических размеров расчетной схемы введения дополнительных, так называемых фальш-элементов в зонах стыковки продольных и поперечных стержней. В расчетной схеме учитывается эксцентриситет расположения стержней относительно пластин.

В целом, в принятой расчетной схеме включены все основные узлы силовой конструкции корпуса исследуемого автомобиля, и геометрия их расположения выдержана в соответствии с реальной конструкцией. Некоторые геометрические отклонения несущественны для точности конечных результатов и служат для упрощения расчетной схемы с целью облегчения анализа напряженного состояния конструкции и выделения областей, подлежащих изменению. Расчетная схема состоит из 660 элементов и 350 узлов, что соответствует системе с 2100 степенями свободы и возможностям программы.

При исследовании конструкции корпуса рассматривались два квазистатических типа нагружения — симметричная и кососимметричная нагрузки, различные комбинации которых обычно являются преобладающими при эксплуатации автомобиля. На рис. 2 приводится распределение перемещений  $W$  по длине лонжеронов рамы и кузова  $Y$  при нагружении конструкции корпуса распределенной по днищу симметричной нагрузкой от веса пассажиров (5,25 кН). При этом элементы связей между рамой и кузовом принимались абсолютно жесткими. На рис. 3 показано распределение угловых перемещений  $\theta$  по длине лонжеронов рамы и кузова  $Y$  при нагружении корпуса кососимметричной нагрузкой в месте крепления передней подвески. Величина крутящего момента — 6 кН·м.

Для сравнения на этих же рисунках даны результаты экспериментальных исследований рассматриваемой конструкции при тех же нагрузках. Расхождение расчетных и экспериментальных данных не превышает 15%, что вполне удовлетворяет требованиям, предъявляемым к конструкциям подобного типа. Допустимое расхождение расчетных и экспериментальных результатов для кузовов при хорошей аппроксимации конструкции не превышает 25%. Как и ожидалось, расчетная схема вследствие принятой идеализации стыков соединений различных элементов, материала, жесткостных характеристик стержневых элементов и т. д. соответствует более жесткой конструкции, чем реальная.

Удовлетворительное соответствие расчетной схемы корпуса автомобиля реальной конструкции позволяет провести исследование напряженно-деформированного состояния кузова с целью снижения его материалоемкости. По полученным данным о динамическом воздействии на переднее и заднее колеса при движении автомобиля по шоссе со скоростью 150 км/ч были выделены два расчетных квазистатических случая нагружения автомобиля. Первый из них на практике соответствует наезду на препятствия всеми колесами, а второй — передним левым и задним правым колесами.

Первый случай сводится к введению постоянной по длине автомобиля перегрузки, равной  $n_z=1,3$ , второй представляет собой комбинацию симметричного и кососимметричного типов нагружения. Для получения реального распределения напряжений по корпусу автомобиля учитывался вес несилевых де-

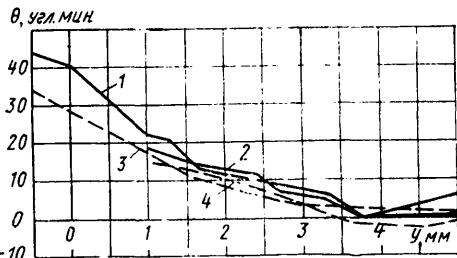


Рис. 3. Угловые перемещения лонжеронов рамы и кузова под действием кососимметричной нагрузки: 1 — эксперимент (рама); 2 — эксперимент (кузов); 3 — расчет (рама); 4 — расчет (кузов)

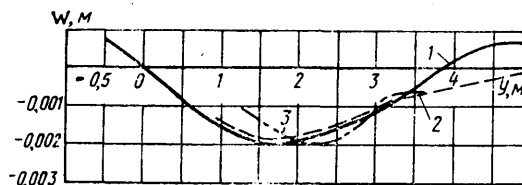


Рис. 4. Вертикальные перемещения лонжеронов рамы и кузова под действием симметричной нагрузки: 1 — лонжерон рамы; 2 — лонжерон кузова; 3 — продольная боковая балка крыши

талей автомобиля и пассажиров, который втрое превысил вес силовой конструкции. Векторы сил от веса несилевых элементов конструкции прикладывались в соответствующих местах их крепления или расположения.

Ниже приводятся некоторые результаты расчетов. На рис. 4 показано распределение вертикальных перемещений лонжеронов рамы кузова и продольной боковой балки крыши при действии симметричной нагрузки с перегрузкой  $n_z=1,3$ . На рис. 5 приведено изменение по длине эквивалентных напряжений лонжерона  $\sigma_{экр}$  рамы, лонжерона кузова и продольной боковой балки крыши при действии симметричной нагрузки ( $n_z=1,3$ ).

Анализ напряженно-деформированного состояния показывает, что напряжения по конструкции распределены крайне неравномерно. Например, в балке крыши они в 2 раза превышают напряжения в лонжероне основания и в 3 раза — напряжения в лонжероне рамы. Причем балка крыши и лонжерон основания особенно интенсивно нагружены в зоне между

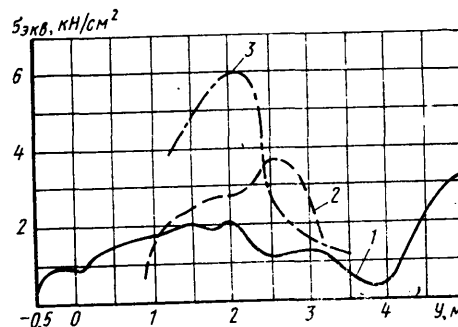


Рис. 5. Эквивалентные напряжения: 1 — лонжерон рамы; 2 — лонжерон кузова; 3 — продольная боковая балка крыши

средней и задней стойками, а лонжерон рамы — в области багажника. Кроме того, отмечается большой разброс напряжений в панельных частях кузова. Отсюда можно сделать вывод: чтобы достичь равнопрочности всей конструкции, некоторые участки корпуса нужно изменить. Например, если выравнять напряжения в основании и моторной панели кузова, то, не прибегая к существенным изменениям технологии, вес конструкции можно снизить на 10%.

Проведенные исследования показывают, что создание равнопрочной рациональной силовой схемы возможно на основе МКЭ. Использование разработанного алгоритма в практической деятельности конструкторских бюро позволит более обоснованно подходить к созданию новых автомобилей и совершенствовать уже разработанные.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Callahan G. McElroy G. Материалы в автомобилях моделей 1979 г. и последующих лет. — Автомобильная промышленность США, № 12, 1978, с. 13—17.
- Тесер Е. Кузова большегрузных автомобилей. М.: Машиностроение, 1979. 86 с.
- Чистяков В. К., Кочетов Е. В. Некоторые вопросы получения конструкции максимальной жесткости. — Известия вузов. Машиностроение, № 9, 1979, с. 31—40.
- Павловский Я. Автомобильные кузова. М.: Машиностроение, 1977. 78 с.
- Зузов В. Н. Проблемы использования метода конечных элементов для исследования несущей способности кузова автомобиля. — Известия вузов. Машиностроение, № 11, 1979, с. 13—19.
- Выбор и обоснование расчетных схем для исследования напряженно-деформированного состояния тонкостенных стержневых конструкций / Н. Ф. Бочаров, В. А. Петушков, В. Н. Зузов и др. — Автомобильная промышленность, 1980, № 3, с. 15—17.
- Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. М.: Мир, 1975. 112.

## Пути повышения абразивной износостойкости материалов для деталей автомобилей

Д-р техн. наук Н. М. РУДНИЦКИЙ  
НАМИ

АНАЛИЗ работ, посвященных абразивному изнашиванию [1—3], показывает, что абразивная износостойкость как «чистых» металлов, так и металлических сплавов при всех значениях исходной твердости прямо пропорциональна «предельной» твердости поверхностного слоя изнашиваемых образцов. Последняя, в свою очередь, зависит от напряженного состояния, возникающего при перемещении внедряющихся в материал абразивных частиц, и механических свойств этого материала. Чем выше равномерное удлинение испытуемых материалов, характеризующее их способность упрочняться при достаточно больших пластических деформациях [4], и чем выше их пластичность, тем — при одинаковой исходной твердости — большую «предельную» твердость и, следовательно, износостойкость они должны иметь.

Из изложенного следует, что отношение абразивной износостойкости «чистых» металлов к исходной твердости должно быть тем большим, чем выше их равномерное удлинение и пластичность. Наибольшие (но, по-видимому, неодинаковые для всех таких металлов) значения двух последних характеристик имеют металлы с гранецентрированной кубической решеткой, в частности медь, никель, алюминий.

Увеличение износостойкости сплавов с ростом их исходной твердости должно быть тем большим, чем меньшим снижением пластичности и равномерного удлинения сопровождается достигаемый при легировании или термической обработке рост твердости. При этом производная износостойкости  $da$  по твердости  $dHV$  необязательно должна быть постоянной величиной и может изменяться с изменением структуры и механических свойств сплавов. Так, у сталей со структурой низкоотпущенного мартенсита, обладающих сравнительно высокой и мало изменяющейся с увеличением твердости способностью упрочняться в процессе пластической деформации, износостойкость должна увеличиваться с ростом твердости быстрее, чем у высокоотпущенных сталей с перлитоферритной, сорбитной или трооститной структурой. Поэтому можно предположить, что зависимость износостойкости от исходной твердости закаленных и отпущенных сталей должна описываться кривой с возрастающим значением  $da/dHV$  по мере увеличения твердости в результате снижения температуры отпуска.

Результаты экспериментов подтвердили предположения о связи абразивной износостойкости металлических материалов с их механическими свойствами, определяемыми при стандартных испытаниях. Это облегчает предварительный выбор материалов, предназначенных для изготовления деталей, эксплуатирующихся в условиях абразивного изнашивания, а также выбор методов и режимов их термической обработки.

С целью ориентировочной оценки происходящей при абразивном изнашивании пластической деформации  $\delta$  поверхностного слоя деталей и величины возникающей при этом «предельной» твердости данного слоя, были проведены испытания на абразивную износостойкость образцов из технического чистого алюминия (твердость  $HV$  142) и сплава алюминия, в состав которого входит 3% меди. Механические свойства и результаты испытаний этих образцов, а также образцов из технической чистой меди и сплава алюминия с железом (1%) приведены в таблице. Для всех четырех материалов кривые

«истинное напряжение  $S_\delta$  — относительная деформация  $\delta$ » аппроксимируются параболической зависимостью с показателем степени  $m = \delta_p$  ( $\delta_p$  — равномерное удлинение разрывных образцов).

Оценку абразивной износостойкости образцов производили на машине, изготовленной в ГДР. Образцы диаметром 4 мм прижимали к вращающемуся валу, на который натягивали абразивное полотно 14A8HM180 (ГОСТ 6456—75). Зернистость основной фракции 80—100 мкм. Испытания проводили при нагрузке 12 Н, что соответствовало удельному давлению 0,095 МПа. Каждое испытание проводили при частоте вращения валика 75 мин<sup>-1</sup> и пути трения 30 м. Абразивная износостойкость оценивалась в метрах пути трения, приходящихся на 1 мг износа стальных образцов. Для образцов из цветных металлов с целью получения данных, сопоставимых с линейным износом, полученный результат умножали на отношение удельных весов испытуемого материала и стали.

Из каждого материала были изготовлены партии по 12 образцов. По результатам испытаний на вероятностной бумаге наносили прямые  $P=f(a)$ , определяли износостойкость каждого образца, соответствующую  $P=50\%$ , и строили прямые 1—3 (рис. 1).

Поскольку твердость металлических материалов пропорциональна их сопротивлению сравнительно небольшим (порядка 3—8%) пластическим деформациям, значения твердости, возникающие в результате наклепа при достаточно высоких деформациях  $\delta$ , можно принять пропорциональными сопротивлению наклепанного материала дальнейшей деформации при одноосном растяжении.

Тогда отношение «предельной» твердости к исходной, т. е. коэффициент упрочнения поверхностного слоя при абразивном изнашивании, составит для чистого алюминия  $n_1=5,3$ , для сплава алюминия с медью (3%)  $n_2=2,5$ . Для образцов из меди, имеющей большое равномерное удлинение и большую пластичность, это отношение равно 6,4. В связи с этим медные образцы имели и более, по сравнению с алюминиевыми, высокое значение отношения износостойкости к исходной твердости.

Общая для всех испытанных сплавов зависимость абразивной износостойкости (при принятых условиях испытания) от «предельной» твердости описывается уравнением  $a=0,24 HV_{пр}$  (прямая 4).

Из рис. 1 следует, что с повышением содержания меди происходит заметное увеличение износостойкости двойных сплавов «алюминий — медь» (прямая 2). Двойные сплавы «алюминий — железо» при одинаковой твердости имеют меньшее равномерное удлинение и меньшую пластичность, чем сплавы с медью. В результате сплав алюминия с железом (1%) имеет меньшую износостойкость, чем сплав с медью такой же твердости.

Зависимость абразивной износостойкости от твердости минеральных пород [1] показана на рис. 1 (линия 5). Анализ характера протекания кривых 1 и 5 показал, что минеральные породы с одинаковой твердостью имеют примерно в 10 раз меньшую абразивную износостойкость, чем чистые металлы, и почти в 2 раза меньшую, чем металлы, пластичность которых полностью исчерпана (прямая 4).

Материал	Абразивная стойкость $a$ , м/мг	Твердость		Равномерное удлинение $\delta_p$ , %	Относительное сужение $\psi$ , %	Максимальное удлинение в шейке $\delta_{max}$ , %	Сопротивление пластической деформации $K$ , МПа	Предельное удлинение поверхностного слоя $\delta_{пр}$ , %	Предельная твердость $HV_{пр}$	$n = \frac{HV_{пр}}{HV}$
		$HV$	$HV$							
Медь	0,62	40,0	40,8	27	87	670	36,9	28,5	260	6,4
Алюминий	0,22	14,2	17,2	25	85	567	120	24,2	91,7	5,3
Сплав алюминия с медью (3%)	0,27	38,0	45,0	18	53	113	246	4,8	112	2,5
Сплав алюминия с железом (1%)	0,23	25,5	30,0	20	67	203	150	20,0	98,0	3,2

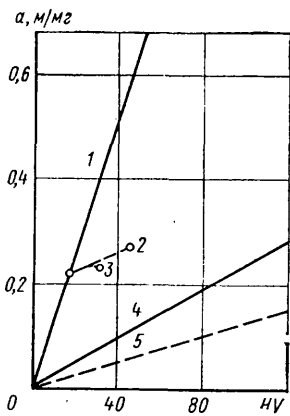


Рис. 1. Зависимость осредненных значений абразивной износостойкости от исходной твердости технически чистых металлов (прямая 1), сплавов алюминия с медью (прямая 2) и железом (кривая 3); ориентировочная зависимость абразивной износостойкости от предельной твердости поверхностного слоя образцов (прямая 4), а также зависимость абразивной износостойкости от твердости минералов (прямая 5)

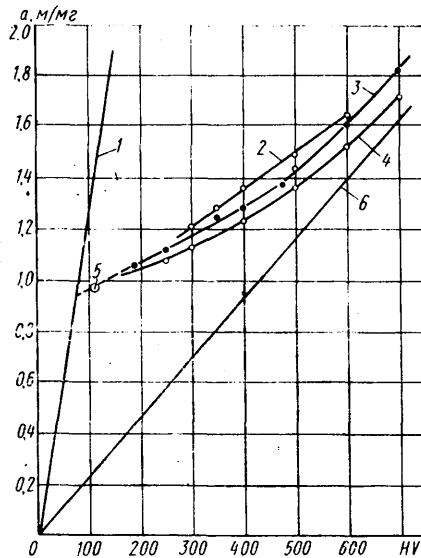


Рис. 2. Зависимость абразивной износостойкости от исходной твердости сталей:

1 — средние значения износостойкости для испытанных технически чистых металлов; 2 — сталь У8 после изотермической закалки; 3 — сталь У8 после закалки с отпуском; 4 — сталь 45 после закалки с отпуском; 5 — железо Армо твердостью HV 108; 6 — ориентировочная зависимость износостойкости от предельной твердости для всех металлических материалов

Низкая абразивная износостойкость минеральных пород объясняется, по-видимому, их хрупкостью: возникающие в них трещины способствуют удалению с поверхности образцов объемов материала, превышающих по своим размерам объем, вытесняемые вдавливаемыми абразивными частицами.

На рис. 2 приведена зависимость абразивной износостойкости от исходной твердости образцов из сталей 45 и У8, изнашивавшихся при описанных выше режимах. Испытания показали, что для этих сталей, подвергавшихся закалке и отпуску, при твердости  $HV > 500$  наступает резкое увеличение износостойкости.

С целью оценки сравнительной износостойкости образцов с зернистой и пластинчатой формой цементита были дополнительно проведены испытания образцов из стали У8, прошедших изотермическую закалку при различных температурах. Такие образцы с пластинчатой формой цементита при одинаковой исходной твердости обладали большей абразивной износостойкостью по сравнению с закаленными и отпущенными. Преимущества изотермической закалки проявились в большей мере при твердости образцов  $HV 400-500$ .

Более высокая абразивная износостойкость при одинаковой исходной твердости сталей с пластинчатой формой цементита, выявленная и ранее [1 и 2], позволяет предположить, что при такой структуре стали обладают большей пластичностью и более высоким равномерным удлинением. Вместе с тем известно, что пластинчатая форма цементита способствует снижению пластичности сталей [5]. Высказывалась и противоположная точка зрения [6]: вывод, сделанный для хромистой стали 70X, не может быть распространен на углеродистые стали с меньшей твердостью.

Рассмотрим результаты сопоставления механических свойств стали У8 при зернистой и пластинчатой форме цементита и при различных уровнях твердости. Испытания проводились на цилиндрических образцах диаметром 4 мм, что обеспечивало их быстрое охлаждение до температуры соляной ванны при изотермической закалке, благодаря чему исключалась возможность распада аустенита при более высоких температурах.

На рис. 3 показана построенная на основе результатов испытаний зависимость истинных напряжений от относительных деформаций для сталей с сопоставляемыми структурами при трех значениях твердости:  $HRC 27,5$  (а);  $HRC 33$  (б) и  $HRC 38$  (в). Во всех этих случаях образцы со структурой пластинчатого цементита имели меньший предел текучести, чем с зернистой. Разность пределов текучести при этом увеличивалась с уменьшением твердости стали. Благодаря более интенсивному упрочнению стали со структурой пластинчатого цементита сопротивление пластической деформации, равной 3—4%, для обеих структур становится одинаковым. Наконец, при деформациях, превышающих 3—4%, прочность стали со структурой пластинчатого цементита оказывается большей, чем с зернистой.

На рис. 4 приведена зависимость характеристик прочности и пластичности стали У8 с микроструктурой, имеющей глобулярную и пластинчатую форму цементита, от их твердости  $HRC 24-38$ . Изотермическая обработка, как и в первом слу-

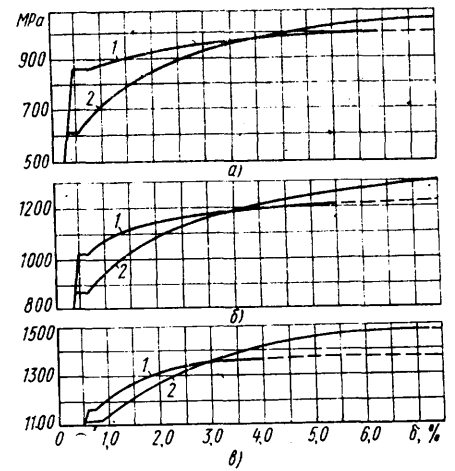


Рис. 3. Зависимость истинных напряжений от относительных деформаций стали У8 после закалки и отпуски (кривая 1) и после изотермической закалки (кривая 2)

чае, проводилась на образцах диаметром 4 мм. Полученные результаты показали, что образцы с пластинчатой формой цементита при одинаковой твердости имеют более высокую пластичность и большее равномерное удлинение, чем с зернистой. Эта особенность пластинчатых структур приводит к большему, чем при зернистых структурах, упрочнению поверхностного слоя образцов, подвергающихся абразивному изнашиванию, и, таким образом, подтверждает предполагаемую причину их более высокой абразивной износостойкости.

Полученные в работе [5] кривые зависимости от твердости временного сопротивления образцов с зернистой и пластинчатой формой цементита, а также зависимости от твердости относительного сужения и удлинения образцов с зернистой формой цементита, близко совпадают с кривыми, приведенными на рис. 4. Вместе с тем в отличие от результатов настоящей работы пластические свойства образцов со структурой пластинчатого цементита, полученные в работе [5], значительно хуже, чем с зернистой. Для выяснения причин такого расхождения были проведены дополнительные испытания образцов, изотермическая обработка которых проводилась на заготовках большего диаметра.

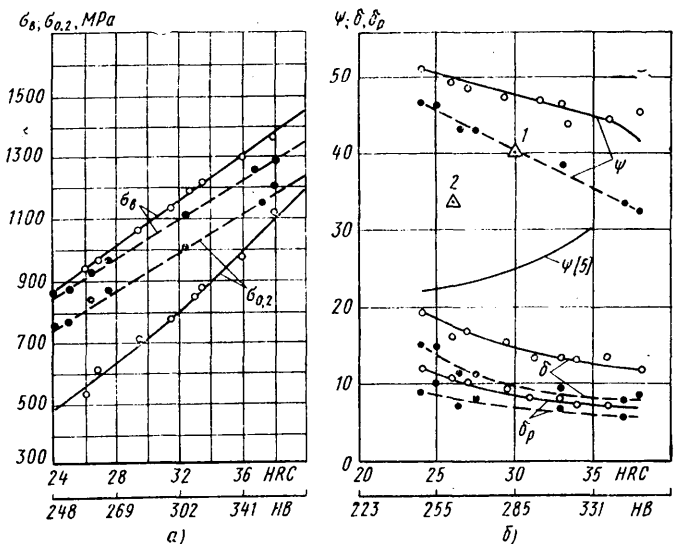


Рис. 4. Зависимость прочности (а) и пластичности (б) от твердости стали У8 с пластинчатой (сплошные линии) и зернистой (штриховые линии) формой цементита

На рис. 4 позициями 1 и 2 отмечены значения относительного сужения испытанных образцов при диаметре заготовок 10 и 30 мм, использованных для проведения изотермической закалки. Увеличение диаметра заготовок с 4 до 10 мм привело к снижению с 47 до 40% относительного сужения образцов, имевших твердость HRC 30. Увеличение диаметра заготовок с 4 до 30 мм снизило относительное сужение с 50 до 33% (при твердости HRC 26).

Полученные результаты позволяют считать, что приведенные в работе [5] низкие значения пластичности эвтектоидной углеродистой стали со структурой пластинчатого цементита объясняются неравномерной по сечению испытываемых образцов структурой пластинчатого перлита, возникшей в результате закалки заготовок. Чрезмерно большое сечение этих заготовок создавало возможность частичного распада переохлажденного аустенита при температурах, превышающих температуру закалочной ванны. Более высокая пластичность образцов из стали 70X с пластинчатой формой цементита [6] может быть в этом случае объяснена более высокой стабильностью переохлажденного аустенита. В результате равномерная структура пластинчатого перлита могла быть получена и на заготовках большего диаметра.

С повышением температуры закалочной ванны и приближением этой температуры к температуре минимальной устойчивости аустенита снижается скорость охлаждения заготовок и в результате увеличивается распад аустенита при температурах, превышающих температуру ванны. При этом увеличива-

ется неравномерность структуры изготавливаемых образцов, сопровождающаяся снижением пластичности. Следовательно, наибольшее снижение пластичности образцов возможно при низких значениях твердости, получаемых при высоких температурах закалочной ванны. Этим может быть объяснена полученная в работе [5] зависимость относительного сужения от твердости образцов со структурой пластинчатого цементита, при которой пластичность увеличивается с ростом твердости.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Хрущов М. М., Бабичев М. А. Исследования изнашивания металлов. М.: Изд-во АН СССР, 1960. 351 с.
2. Хрущов М. М., Бабичев М. А. Абразивное изнашивание. М.: Наука, 1970. 252 с.
3. Гененбаум М. М. Износостойкость конструкционных материалов и деталей машин при абразивном изнашивании. М.: Машиностроение, 1966. 331 с.
4. Рудницкий Н. М. К вопросу о взаимосвязи механических свойств металлических материалов. Науч. труды/НАМИ, 1968, вып. 97, с. 12—40.
5. Бейн Э. Влияние легирующих элементов на свойства стали. М.: ГНТИ по черной и цветной металлургии. 1945. 92 с.
6. Щур Е. А., Раузин Я. Р. Влияние одинарной и двойной термической обработки на свойства среднеуглеродистой низколегированной стали. — Металловедение и термическая обработка металлов, 1965, № 9, с. 21—25.

УДК 629.113-034.131.7:620.178.3

## Динамическая прочность высокопрочного чугуна для деталей автомобилей

Канд. техн. наук В. И. ЛИТОВКА, Н. И. БЕХ, канд. техн. наук В. Я. БИКЕРНИК, канд. техн. наук О. Ю. КРАМАРЕНКО, канд. техн. наук А. П. ЯКОВЛЕВ, М. Ф. КАЗАКОВ  
Институт проблем литья АН УССР, Волжский автозавод им. 50-летия СССР

Для определения динамической прочности высокопрочного чугуна, применяемого для изготовления деталей автомобиля в производственных условиях Волжского автозавода им. 50-летия СССР, изготовили опытно-промышленные партии колесчатых валов автомобиля «Жигули» и цилиндрические заготовки. В качестве модификаторов использовали лигатуру «никель — магний — РЗМ» (ТУ 43-21-5013—72), применяемую при производстве отливок из высокопрочного чугуна по технологии фирмы ФИАТ, лигатуру «никель — медь — магний — РЗМ — кремний» [1] и кальцийсодержащие комплексные модификаторы типа ЖКМК, разработанные ИПЛ АН УССР (А. с. 209483, СССР) и изготавливаемые по ТУ 14-5-39—74.

Чугун исходного состава выплавляли в дуговой печи вместимостью 40 т, переливали в печи ожидания вместимостью по 20 т и при 1800 К обрабатывали каждым из сравниваемых модификаторов. Для получения идентичного во всех случаях содержания кремния в чугуне вместе с модификаторами вводили необходимые количества ферросилиция. Чугун изучаемых вариантов состава отличался количеством модифицирующих присадок и содержанием меди и никеля. Для случая применения комплексных модификаторов были предусмотрены варианты состава чугуна как с никелем, так и без него. Структура металла всех вариантов в заготовках и отливках колесчатых валов, подвергнутых нормализации (нагрев до температуры 1120 К, выдержка 2 ч, охлаждение на воздухе) была практически одинаковой: степень сфероидизации графитовых включений, определенная по разработанной методике [2 и 3], составляла 90—95%; металлическая основа — перлит, феррита содержалось до 5%.

Физико-механические характеристики (табл. 1) высокопрочного чугуна всех исследованных вариантов оказались достаточно близкими: предел прочности при растяжении находился в диапазоне 7,1—8,1 МПа, относительное удлинение 3—5% (образцы диаметром 10 мм, пятикратная расчетная длина); модуль упругости чугунов был тоже практически одинаковым ( $E = 1711,0 \div 1745,0$  МПа).

Испытания на усталость (изгиб с вращением) проводили на машинах МИП-8М [4] при частоте нагружения 3000 циклов в минуту и базе испытаний  $10^7$  циклов; применяли образцы диаметром 8 мм, гладкие (радиус кривизны 30 мм) и с круговым надрезом (радиус кривизны дна надреза составлял 1 мм).

Сравнительную оценку работоспособности чугуна в условиях действия ударных и ударно-циклических нагрузок при изгибе изучали на образцах  $10 \times 10 \times 55$  мм без надреза и с надрезом (ГОСТ 9454—60, тип И). Испытания на ударный изгиб

выполняли на маятниковом копре PSWO-30 с осциллографом (производства ГДР); осциллограммы — диаграммы ударного изгиба получали при помощи фотоаппарата «Практика-IV». Для ударно-усталостных испытаний применяли усовершенствованную двенадцатипозиционную машину [5]. Оценку ударной усталости исследованных вариантов состава чугуна проводили по ограниченной долговечности ( $3 \cdot 10^6$  циклов), параметрам уравнений кривых усталости и величине нагружений образцов до их разрушения.

Для исследования демпфирующей способности чугуна применили метод свободных затухающих изгибных колебаний призматических образцов с рабочей частью размерами  $2 \times 14 \times 100$  мм; логарифмический декремент колебаний  $\delta_{\text{ц}}$  определяли по методике [6].

Анализ характеристик усталостной прочности, приведенных в табл. 2, показывает, что уровень предела выносливости исследованных чугунов без концентратора напряжений составляет 2,5—2,8 МПа; более высокими значениями этого показателя характеризуются варианты 1, 3 и 5. При наличии концентратора напряжений (образцы с надрезом) предел выносливости  $\sigma_{-1}^H$  чугунов понижается до 1,6—1,9 МПа, причем более высокие его значения относятся к вариантам 3 и 5, полученным обработкой чугуна комплексным модификатором. Эти же чугуны имеют наименьший эффективный коэффициент концентрации  $k_{\sigma}$  и коэффициент чувствительности к концентрации  $q$ .

Чугун варианта 4, отличающийся от чугуна варианта 3 только содержанием меди, имеет по сравнению с ним более высокую чувствительность к концентрации напряжений (величина  $q$  составляет соответственно 0,695 и 0,467). Такое различие можно объяснить влиянием меди на структуру чугуна, обработанного комплексным модификатором: установлено, что при практически одинаковом строении перлита чугун с повы-

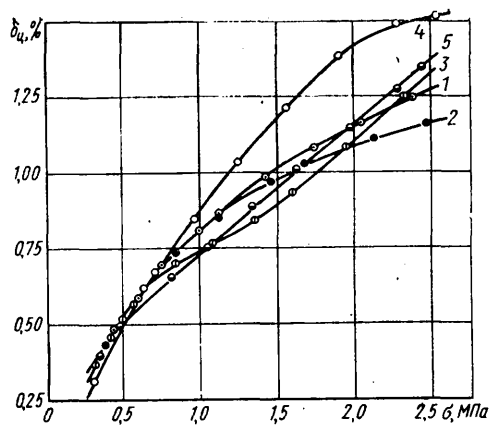
Таблица 1

Вариант состава чугуна	$\sigma_B$ , МПа	$\delta$ , %	$H_B$ , МПа	$E$ , МПа
1	7,8	3	29,0	1743
2	7,5	5	27,8	1732
3	8,0	5	25,5	1711
4	7,1	4	27,5	1742
5	8,1	3	27,5	1745

Таблица 2

Вариант состава чугуна	$\sigma_{-1}$ , МПа	$\sigma_{-1}^H$ , МПа	$k_{\sigma}$	$q$
1	2,8	1,65	1,695	0,773
2	2,5	1,65	1,514	0,572
3	2,7	1,90	1,420	0,467
4	2,6	1,60	1,625	0,695
5	2,7	1,95	1,384	0,427

«Автомобильная промышленность», № 9, 1981 г.



Зависимость декремента колебаний  $\delta_{ц}$  от амплитуды напряжений  $\sigma$  для высокопрочного чугуна изученных вариантов 1—5

шенным содержанием меди имеет более дисперсные графитовые включения — их средний диаметр составляет 40—45 мкм в чугуне варианта 4 и 55—60 мкм в чугуне варианта 3.

В результате анализа вычисленных корреляционных уравнений левых ветвей кривых усталости вида  $\lg N_p = A - m \lg \sigma$  (где  $N_p$  — разрушающее число циклов нагружений;  $\sigma$  — амплитуда напряжений;  $A$ ,  $m$  — параметры кривой усталости) установлено, что для чугунов вариантов 4 и 5 показатель наклона кривой усталости как для гладких образцов, так и для образцов с надрезом имеет наибольшее значение ( $m=8\div 10$ ), в то время как для чугунов других вариантов этот показатель значительно меньше (5,0—7,3).

При одинаковом уровне напряжений наибольшей долговечностью и, как показали исследования кинетики развития усталостного разрушения, низкой скоростью роста трещины характеризуются гладкие образцы из чугуна вариантов 3 и 5 и образцы с надрезом вариантов 2, 4 и 5.

Аналогичный характер сопротивления разрушению чугунов изучаемых вариантов обнаружен и при действии ударных нагрузок. Как видно из табл. 3, наибольшей величиной ударной вязкости обладает чугун варианта 3 как для образцов без надреза, так и с надрезом (26,3 и 6,2 Н/см<sup>2</sup> соответственно). Ударная вязкость чугунов вариантов 1, 2 и 5 находится на одном уровне (для образцов без надреза  $a_n=15,3\div 16,0$  Н/см<sup>2</sup>), однако при наличии концентратора напряжений наименьшая величина этого показателя получена для чугуна варианта 1 ( $a_n=4,0$  Н/см<sup>2</sup>). Предел прочности при ударном изгибе наибольший у чугуна варианта 3 и составляет  $\sigma_{дин}=19,4$  МПа, а наименьший — у чугуна варианта 4 (15,3 МПа). Надрез на образцах уменьшает  $\sigma_{дин}$  в 1,5—2 раза, но у вариантов 3 и 5 она наибольшая (11,5 и 10,2 МПа), а у варианта 1 — наименьшая (7,7 МПа).

Анализ диаграмм ударного изгиба показал также, что все испытанные варианты чугуна оказывают незначительное сопротивление росту трещины.

По результатам ударно-усталостных испытаний образцов с надрезом с помощью ЭВМ «Минск-22» получены уравнения кривых усталости ( $\sigma_N = B - nN$ , где  $N$  — число циклов приложения нагрузки величиной  $\sigma_N$ , при котором образец разрушался), параметры которых  $B$  и  $n$  приведены в табл. 4. Как видно из этой таблицы, при высоких уровнях нагружения ( $\sigma_N=2,8\div 3,1$  МПа) чугуны всех вариантов имеют приблизительно одинаковую ограниченную долговечность, однако при меньших амплитудах нагружений чугуны вариантов 3 и 4 имеют большую, чем другие варианты, долговечность.

При испытаниях образцов без надреза различия в способности чугунов сопротивляться действию ударно-циклических нагрузок различной интенсивности менее существенны.

Чугуны всех вариантов имеют высокую демпфирующую способность; величина декремента колебаний  $\delta_{ц}$  увеличивается с повышением амплитуды напряжений  $\sigma$  (см. рисунок). При величине приложенных напряжений до 1,0 МПа декремент

Таблица 3

Вариант состава чугуна	$a_n$ , Н/см <sup>2</sup>		$\sigma_{дин}$ , МПа	
	Образцы без надреза	Образцы с надрезом	Образцы без надреза	Образцы с надрезом
1	16,0	4,0	17,8	7,7
2	15,7	5,6	16,7	9,5
3	26,3	6,2	19,4	10,2
4	19,5	4,6	15,3	—
5	15,3	5,6	18,3	11,5

Таблица 4

Вариант состава чугуна	1	2	3	4	5
$B$	30,807	29,286	30,847	28,866	30,810
$n$	0,00025	0,0009	0,00015	0,00003	0,00041

колебаний всех чугунов находится на одном уровне, однако при дальнейшем нагружении образцов ( $\sigma=1,0\div 2,5$  МПа) наблюдается повышение декремента колебаний чугуна варианта 4. Это объясняется тем, что в составе данного чугуна графитовые включения более дисперсные (ранее проведенные исследования показали, что рассеяние энергии в чугуне увеличивается с измельчением включений графита).

Сравнительная оценка свойств высокопрочного чугуна, полученного обработкой модификаторами различного состава и содержащего различные количества легирующих элементов (меди и никеля), показывает, что при использовании комплексных модификаторов, содержащих кальций, можно не только получить детали автомобилей в соответствии с требованиями технических условий, но и значительно повысить их динамическую прочность и надежность в эксплуатации. Причем легирование никелем чугуна, обработанного комплексным модификатором и содержащего медь, является малоэффективным, поскольку при этом структура и свойства металла практически не изменяются (например, чугуны вариантов 3 и 5). Установлено, что для получения в отливках перлитной структуры и высоких показателей физико-механических характеристик металла достаточным является наличие в чугуне меди в количестве  $\approx 0,6\%$ .

Стандовые испытания коленчатых валов, выполненные на вибрационном пульсаторе «Шенк» (производства ФРГ), подтвердили результаты лабораторных исследований: долговечность коленчатых валов, изготовленных из высокопрочного чугуна без никеля и при использовании комплексного модификатора, в среднем в 1,5 раза выше, чем в случае применения лигатуры «никель — магний — РЗМ». Подтверждается это и результатами эксплуатации нескольких тысяч коленчатых валов двигателей автомобиля «Жигули».

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Левитан М. М. Комплексные лигатуры с РЗМ для получения высокопрочного чугуна. — В сб.: Техничко-экономические особенности производства и применения высокопрочного чугуна в десятой пятилетке. Киев: РДЭНТП, 1977, с. 10—11.
- Литовка В. И. Вопросы методики сравнительных испытаний модификаторов. — В сб.: Вопросы технологии, экономики производства и применения высокопрочного чугуна. Киев: ИПЛ АН УССР, 1978. 150 с.
- Количественная оценка формы графита в высокопрочном чугуне / В. И. Литовка, Г. Н. Хубенов, Л. А. Котова — Литейное производство, 1979, № 5, с. 15—16.
- Балаковский О. Б., Павловский В. Э. Двухскоростная программная машина для испытаний на усталость. — Заводская лаборатория, 1965, № 7, с. 258—260.
- Бикерниек В. Я. Машина для ударно-усталостных испытаний. — В сб.: Технология материалов. Ч. 2. Рига: РПИ, 1972. 120 с.
- Методы определения характеристик демпфирования колебаний упругих систем / Г. С. Писаренко, В. В. Матвеев, А. П. Яковлев. Киев: Наукова думка, 1976. 130 с.

# Опыт внедрения алмазного хонингования

В. А. ШАМШИН

Ярославский завод топливной аппаратуры

**А**ЛМАЗНЫЕ хонинговальные бруски позволяют существенно повысить точность и производительность обработки, расширить область применения хонингования. На Ярославском заводе топливной аппаратуры (ЯЗТА) алмазное хонингование внедрено для обработки втулки плунжера топливного насоса вместо ранее существовавших операций доводки отверстия.

ГОСТ 9927—75 предъявляет высокие требования к плунжерным втулкам топливных насосов дизелей (конусообразность поверхности отверстия не более 0,001 мм, овальность — не более 0,0005 мм, шероховатость  $Ra \approx 0,04$ ; для обеспечения селективной сборки плунжерных пар с зазором 0,0006—0,0016 мм изогнутость оси отверстия втулки плунжера не должна превышать 0,0004 мм). У втулок плунжера диаметр отверстия 9 мм, длина 57—65 мм, толщина стенок 3—6 мм. Их изготавливают из стали 25Х5М, азотируемой до твердости  $HV_{30} 820—1000$ .

Перечисленные параметры по точности обеспечивались за пять доводочных операций по отверстию втулки плунжера на вертикально-доводочных станках мод. 3820-Д, ОФ-61А пастами М40, М28, М14, М7, АСМ-3 (с промежуточными мойками и контрольными операциями). При этом последовательно повышалась точность геометрических параметров и улучшалась шероховатость отверстия. Снимаемый припуск по отверстию за пять операций составлял 0,1—0,17 мм.

Необходимые по ГОСТу на втулке плунжера конусообразность, овальность, шероховатость можно практически получить за две операции доводки при обеспечении необходимых требований по точности изготовления оснастки и станков; наиболее сложным являлось обеспечение изогнутости отверстия (не более 0,0004 мм), причем интенсивность исправления изогнутости отверстия резко уменьшалась при достижении 0,001 мм.

На ЯЗТА три предварительные доводки (на втулке, имеющей соотношение  $l/d=6$ ) и две доводки (на втулке, имеющей соотношение  $l/d=7$ ) заменены алмазным хонингованием брусками АСВ 200/160,  $60 \times 3 \times 3$ , М73 100% на двухшпиндельных хонинговальных станках мод. 3821-2 при конусообразности отверстия не более 0,003 мм, овальности 0,001 мм, изогнутости оси 0,004 мм, шероховатости  $Ra \approx 1,25 \div 0,63$ . Режимы резания при хонинговании следующие: частота вращения шпинделя 800 мин<sup>-1</sup>; число двойных ходов шпинделя 140 в минуту; длина хода хона 60 мм; время цикла обработки 30—35 с на одну деталь; средний снимаемый припуск по отверстию 0,1 мм; применяемая СОЖ — жидкость ВИ-4.

Для уменьшения значительной изогнутости оси отверстия после хонингования с 0,004 до 0,0004 мм на последующей доводке применен притир длиной 80 мм, превышающей длину

детали (57—65 мм), что позволило при сравнительно малых припусках на доводку (0,02—0,04 мм) уменьшить изогнутость оси отверстия почти в 10 раз.

Замена операций доводки хонингованием позволила в 8 раз увеличить производительность труда, уменьшить количество оборудования, в 2 раза снизить затраты на инструмент, повысить культуру производства, получить годовой экономический эффект более 100 тыс. руб.

Алмазное хонингование отверстий деталей типа втулок плунжера является высокопроизводительным методом обработки как по сравнению с доводкой, так и по сравнению с шлифованием. Например, для съема припуска 0,1 мм по отверстию втулок плунжера с обеспечением конусообразности 0,002 мм, овальности 0,001 мм, шероховатости  $Ra \approx 0,16$ , изогнутости оси 0,002 мм при шлифовании на внутришлифовальных двухшпиндельных станках УВА (Швеция) требуется 75 с, а для обеспечения этих же параметров на станках 3821-2 хонингованием — всего 30—35 с.

Недостаток станков мод. 3821-2, несмотря на их высокую производительность, заключается в отсутствии системы активного контроля. Прогрессивным решением было бы оснащение хонинговальных станков мод. 3821-2 и 3Е821-2 устройствами для измерений диаметра деталей до обработки для регулирования времени хонингования и после обработки для компенсации фактического износа алмазных хоней и разбраковки деталей на годные и негодные, а также устройством для зажима при автоматической загрузке-выгрузке деталей.

Перспективным решением было бы также внедрение на хонинговально-доводочных станках различных адаптивных методов обработки: для получения малой величины изогнутости оси и овальности отверстия целесообразно в начале цикла при обработке по гребешкам иметь малую величину подачи на разжим и малую величину хода инструмента, затем при достижении требуемой изогнутости и овальности иметь основную быструю рабочую подачу на разжим при большой длине хода инструмента для съема основного припуска и при выхаживании иметь малую подачу на разжим при большой величине хода инструмента. Это позволило бы при малых припусках за одну операцию достичь точных геометрических параметров.

Для обеспечения технологичности хонинговально-доводочной обработки деталей типа втулок плунжера целесообразно иметь минимальное соотношение  $l/d$ . Например, плунжерные пары для дизелей автомобилей ГАЗ и ЗИЛ, разрабатываемые на ЯЗТА, имеют соотношения  $l/d=4,5 \div 5$  мм, что обеспечивает при обработке отверстия уменьшение в 1,5 раза трудоемкости по сравнению с трудоемкостью обработки плунжерных пар для дизелей автомобилей МАЗ, КраЗ и др.

УДК 621.923.015—408.8:621.923.014.5—185.4

## О шероховатости поверхности при высокоскоростном внутреннем шлифовании

Л. П. ШИЛАЙ, С. В. КУЗНЕЦОВ  
Минский филиал ВНИИП

**К**АК свидетельствует опыт, физико-механические свойства поверхности при наружном шлифовании и скоростях шлифования до 120 м/с могут оставаться неизменными или даже улучшаться [1]. Следовательно, в этом случае повышение скорости обработки является оправданным средством повышения производительности труда. Внутреннее шлифование имеет ряд особенностей ( $D_{кр}/d \approx 0,8$ ; увеличенная дуга контакта круга с деталью и большее количество зерен в пределах дуги контакта), которые влияют на формирование микрорельефа поверхности, а значит, и на износостойкость. Чтобы выяснить, как именно, были проведены специальные исследования на деталях подшипников с внутренним диаметром 120—140 мм из сталей ШХ15 (HRC 60—61) и 55СМ5ФА (HRC 43—47), применяемых при изготовлении колец упорных многорядных шарикоподшипников для буровой техники. В качестве инструмента использовали скоростные абразивные круги ПП 125Х50Х32, имеющие характеристики 24А40НСМ17К5 и

24А25НМ38К5 и предварительно испытанные на стенде (разрывная окружная скорость кругов составляла 130—135 м/с). Круги перед началом шлифования подвергались динамической балансировке на шпинделе станка.

Были приняты следующие режимы шлифования:  $v_{кр}=35 \div 90$  м/с; окружная скорость детали  $v_d=88 \div 220$  м/мин; поперечная подача  $S_n=0,2 \div 1,0$  мм/мин; припуск 0,4—0,5 мм на диаметр.

При определении продольной подачи стола  $S_{пр}$  руководствовались тем, что с ее увеличением уменьшается опасность появления прижогов, однако при этом увеличиваются инерционные силы при реверсировании поступательного движения стола и ухудшается макрогеометрия шлифованной поверхности [2]. Поэтому в ходе предварительных экспериментов была определена (с учетом особенностей станка и ширины абразивного круга) оптимальная продольная подача стола. Она оказалась равной 8—10 м/мин. Для обеспечения точности отвер-

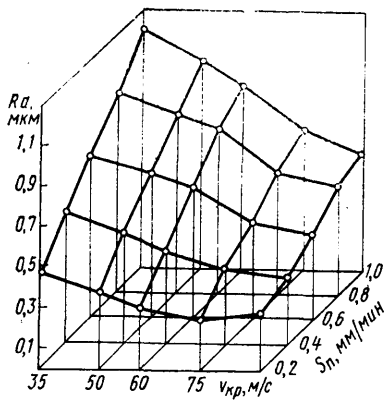


Рис. 1. Зависимость шероховатости поверхности от скорости шлифования  $v_{кр}$  и поперечной подачи  $S_{\pi}$  ( $v_{д} = 176$  м/мин; шлифовальный круг 24А40ПСМ17К5)

стий деталей приняли меньшее из этих значений ( $S_{пр} = 8$  м/мин). Предварительное пробное шлифование с правкой круга на рабочих скоростях 60—90 м/с показало, что алмазные карандаши и абразивные круги имеют повышен-

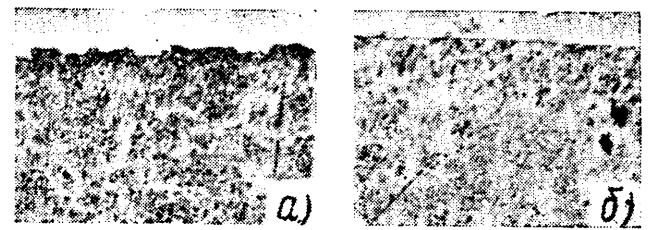


Рис. 3. Влияние скорости шлифования  $v_{кр}$  и поперечной подачи круга  $S_{\pi}$  на целостность шлифованной поверхности ( $\times 500$ ):  
а —  $v_{кр} = 50$  м/с;  $S_{\pi} = 0,4$  мм/мин;  $Ra = 0,65$  мкм; б —  $v_{кр} = 90$  м/с;  $S_{\pi} = 0,4$  мм/мин;  $Ra = 0,35$  мкм

ный износ (за счет разрушения связи абразивных зерен).

При скоростях шлифования 60; 75 и 90 м/с в цикле шлифования — для правки после черного шлифования — было предусмотрено автоматическое переключение электродвигателя привода шлифовального круга на меньшую ступень частоты вращения. При входе круга в деталь после правки автоматически включалась большая ступень частоты вращения вала электродвигателя, и окончательное шлифование проводилось с заданной скоростью шлифования.

В качестве СОЖ применялся 10%-ный водный раствор эмульсола ИХП-45, рекомендуемый для скоростного шлифования стали ШХ15 [3]. При расходе СОЖ 1—2 л/мин на 1 мм высоты шлифовального круга внутри детали и у торца магнитного патрона создавалась водяная ванна, способствующая разрушению воздушных потоков, препятствующих проникновению СОЖ в зону резания.

Параметры шероховатости, а также изменения профиля микронеровностей регистрировались на приборе Талусурф-4 фирмы Тэйлор Хобсон (Англия) со вспомогательными устрой-

вами: счетчиком выступов и измерителем опорной поверхности. Целостность шлифованных поверхностей в поперечном к направлению рисок сечении и наличие зон вторичного отпуска и вторичной закалки определяли на металлографическом микроскопе МИМ-8. С целью исключения завалов кромки шлифа шлифованную поверхность покрывали слоем хрома толщиной 0,2—0,3 мкм.

Влияние режимов шлифования на изменение параметра  $Ra$  профиля микронеровностей и целостности поверхности представлено на рис. 1—3. Как видно из графиков, с увеличением скорости шлифования во всем диапазоне подач происходит уменьшение  $Ra$ , однако при скорости шлифования, превышающей 75 м/с, интенсивность уменьшения  $Ra$  замедляется. Более того, в диапазоне подач до 0,2 мм/мин и скоростях шлифования 75—90 м/с происходит некоторое увеличение параметра  $Ra$ . Это объясняется тем, что в контакте «абразивный круг — деталь» создается меньший натяг, из-за чего колебания шлифовального круга, связанные с его неуравновешенностью, увеличиваются.

Снижение шероховатости с увеличением скорости шлифования до ~75 м/с связано с уменьшением поперечного сечения срезов за счет уменьшения наплывов и вырывов металла на шлифованной поверхности (см. рис. 2 и 3). С увеличением скорости деформации происходит уменьшение сопротивления металла резанию. Стадия пластической деформации (стружкообразования) уменьшается, а стадия резания увеличивается. Металл перемещается в направлении движения отдельного абразивного зерна и в меньшей мере отскакивает в поперечном направлении, уменьшая наплывы по сторонам рисок.

Преимущество высокоскоростного шлифования сказывается не только в уменьшении шероховатости поверхности, но и в уменьшении глубины дефектного (разрыхленного) слоя (см. рис. 3).

Увеличение поперечной подачи круга ухудшает эти характеристики, однако их можно улучшить увеличением скорости шлифования. (Например, поверхность, шлифованная со скоростью 50 м/с и поперечной подачей 0,4 мм/мин, имеет шероховатость такую же, как и поверхность, шлифованная со скоростью 90 м/с и поперечной подачей 1,0 мм/мин, т. е. увеличение поперечной подачи в 2,5 раза не ухудшает шероховатости и целостности поверхности).

Относительная опорная длина профиля  $t_p$  и число выступов  $N$  измерялись на разных уровнях сечения профиля — от самого высокого выступа до самой низкой впадины, что соответствовало наибольшей высоте неровностей профиля  $R_{max}$ .

На рис. 4 показана зависимость относительной опорной длины профиля  $t_p$  и числа выступов  $N$  от скорости шлифования при постоянстве других параметров шлифования. Анализ показывает, что обработанные поверхности с разными скоростями шлифования имеют существенно разные значения  $t_p$  на одинаковом уровне сечения профиля  $P$ , однако значения параметра  $Ra$  исследуемых поверхностей находились в пределах 8-го класса шероховатости по ГОСТ 2789—73.

Значения относительной опорной длины профиля  $t_p$  и число выступов  $N$  при различных значениях скорости шлифования и поперечной подачи круга приведены в табл. 1.

Результаты измерения параметра  $t_p$  позволяют установить различия между профилями поверхностей, которые характеризуются одинаковыми или близкими значениями  $Ra$ . Параметр  $t_p$  дает представление о теоретическом относительном количестве металла, находящемся на поверхности после износа выступов до определенного уровня. Зная число выступов на базовой длине профиля, можно определить средний шаг неровностей профиля по вершинам  $S = l/N$ , где  $l$  — базовая длина профиля,  $N$  — число выступов на базовой длине.

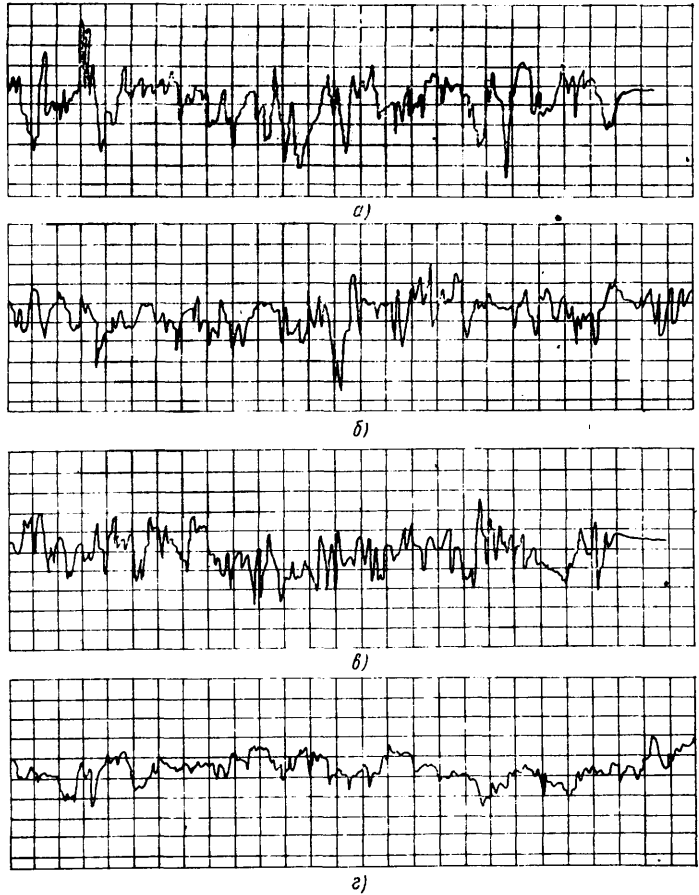


Рис. 2. Изменение профиля микронеровностей от скорости шлифования  $v_{кр}$  (вертикальное увеличение  $\times 500$ ; горизонтальное увеличение  $\times 100$ ):  
а — при  $v_{кр} = 50$ ; б — при  $v_{кр} = 60$ ; в — при  $v_{кр} = 75$ ; г — при  $v_{кр} = 90$  м/с;  $S_{\pi} = 0,4$  мм/мин;  $v_{д} = 176$  м/мин



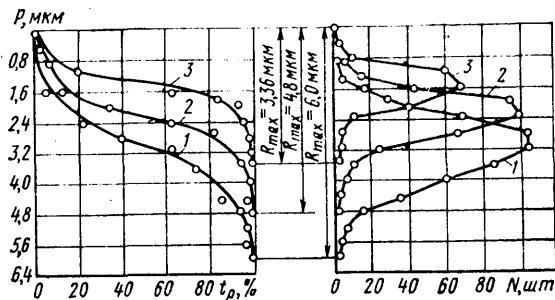


Рис. 4. Изменение относительной опорной длины профиля  $t_p$  и числа выступов  $N$ :  
 1 —  $v_{кр} = 60$  м/с;  $Ra = 0,60$  мкм; 2 —  $v_{кр} = 75$  м/с;  $Ra = 0,46$  мкм; 3 —  $v_{кр} = 90$  м/с;  $Ra = 0,35$  мкм;  $S_p = 0,4$  мм/мин;  $v_d = 176$  м/мин; абразивный круг характеристики 24А25НМ38К5

$v_{кр}$ , м/с	$S_p$ , мм/мин	$R_{max}$ , мкм	$Ra$ , мкм	$t_p$ , %	$N$ , шт.	$t_p$ , %	$N$ , шт.
60 75 90	0,8	7,0 4,48 3,40	0,62 0,53 0,46	При $P=1,6$ мкм 4,0 50,0 65,0	При $P=2,4$ мкм +8 -75 +80	17,0 80,0 90,0	+16 -35 -15
60 75 90	0,4	6,0 4,8 3,36	0,60 0,46 0,35	8,0 55,0 70,0	+15 +45 +60	25,0 90,0 95,0	+70 +100 -10
60 75 90	0,8—0,2	5,88 3,84 3,28	0,61 0,46 0,36	20,0 80,0 87,0	+55 +95 +75	75,0 95,0 98,0	-55 -10 -25

Примечания. 1)  $\pm N$  — число выступов соответственно выше (+) и ниже (—) средней линии профиля.  
 2) Исследования проводились при  $v_d = 176$  м/мин.

Таблица 2

Уровни факторов	Обозначение	$x_1$	$x_2$	$x_3$
Основной	0	70	0,6	154
Интервал варьирования	$x$	20	0,4	66
Верхний	+1	90	1,0	220
Нижний	-1	50	0,2	88

Примечание. Принятые переменные факторы  $x_1 = v_{кр}$ ;  $x_2 = S_p$ ;  $x_3 = v_d$ .

Зависимость параметра  $Ra$  от скорости шлифования, поперечной подачи круга и окружной скорости детали при шлифовании кругом характеристики 24А25НМ38К5 описывается известным уравнением, логарифмируя обе части которого, можно получить уравнение вида  $y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3$ . Коэффициенты этого уравнения определяются по полному факторному эксперименту, типа  $2^3$  [4].

Уровни факторов и интервалы варьирования приведены в табл. 2. Статистический анализ результатов эксперимента выполнен в обычном порядке. В итоге получены эмпирические зависимости параметра  $Ra$  при шлифовании кругом характеристики 24А25НМ38К5:

для стали ШХ15

$$Ra = \frac{e^{2,51} S_p^{0,58} v_d^{0,24}}{v_{кр}^{0,94}};$$

для стали 55СМ5ФА

$$Ra = \frac{e^{6,81} S_p^{0,33} v_d^{0,37}}{v_{кр}^{2,07}}.$$

Исходя из требования исключить прижоги на обрабатываемых поверхностях с увеличением окружной скорости круга, необходимо увеличивать окружную скорость детали. Оптимальным соотношением окружных скоростей круга и детали можно принять  $v_{кр}/v_d = 30 \div 40$ .

Результаты экспериментов показывают эффективность внутреннего шлифования со скоростью до 90 м/с и поперечными подачами до 1 мм/мин. Внутренние поверхности, шлифованные

со скоростью 75—90 м/с, имеют меньший дефектный (разрывы, наплывы) слой по глубине и большую относительную опорную длину профиля, что важно для повышения износостойкости сопряженных поверхностей.

Использование высокоскоростного внутреннего шлифования связано с повышенными требованиями к прочности абразивных кругов и уравновешенности вращающихся масс шлифовального шпинделя с кругом.

**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

- Муцянко В. И. Влияние скоростного шлифования на качество поверхности. — Станки и инструмент, 1978, № 11, с. 12—13.
- Яцерицын П. И., Жалнерович Е. А. Шлифование металлов. Минск: Беларусь, 1970. 170 с.
- Егоров Н. И., Волков М. П., Савин Н. Г. Испытания новых СОЖ для скоростного шлифования. — Вестник машиностроения, 1978, № 4, с. 44—45.
- Кацев П. Г. Статические методы исследования режущего инструмента. М.: Машиностроение, 1974. 120 с.



На ВДНХ СССР

УДК 331.876:629.113.009:061.4

**ОНИ НАГРАЖДЕНЫ МЕДАЛЯМИ ВДНХ СССР**

**3** А РАЗРАБОТКУ оригинальной конструкции и внедрение на заводе двигателей Камского объединения по производству большегрузных автомобилей стенда для серийных испытаний дизелей КамАЗ-740 и КамАЗ-741 с полуавтоматическим управлением (рис. 1) награждены новаторы КамАЗа — начальник конструкторского бюро управления главного конструктора по оборудованию и сложной оснастке (УГК ОСО) А. П. Лазакин (золотая медаль ВДНХ СССР), директор завода двигателей В. Д. Поташев (серебряная медаль ВДНХ СССР), инженер-конструктор УГК ОСО В. В. Шабалов, начальник отдела УГК ОСО Н. П. Ширшов (бронзовые медали ВДНХ СССР).

Стенд предназначен для холодной и горячей обкатки восьми- и десятицилиндровых дизелей мощностью 130—190 кВт и имеет устройство для установки и закрепления двигателя, механизм регулирования крутящего момента и частоты вращения коленчатого вала двигателя, балансирный тормоз, систему автоматического управления.

Тиристорный каскад системы автоматического управления (рис. 2) обеспечивает работу электротормоза в моторном и генераторном режимах, регулирование оборотов и нагрузки двигателя, рекуперацию электроэнергии в сеть при горячей обкатке двигателя.

В состав системы входят управляющая электронно-вычислительная машина и ее

периферийные устройства, предназначенные для числового программного управления процессом испытания двигателей, сбора, обработки и выдачи информации на цифровое табло главного пульта и табло бокса от датчиков и преобразователей стенда.

Стенд позволяет контролировать давление масла, температуру топлива, выпускных газов, воздуха в боксе, атмосферное давление в боксе, влажность воздуха, время работы двигателя. Годовой суммарный эффект от внедрения стенда составляет 10 млн. руб.

Группа специалистов технологического управления КамАЗа разработала новые конструкции инструмента. Среди этих конструкций выделяются резцы и

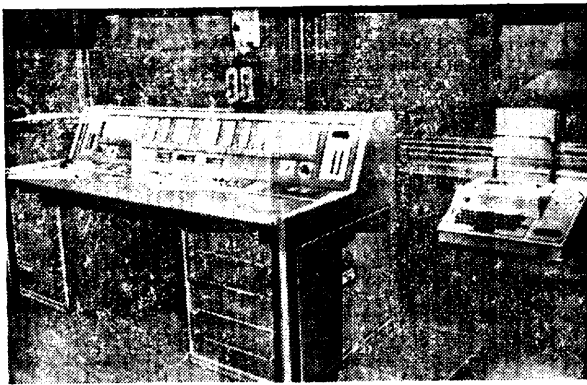


Рис. 1. Стенд для серийных испытаний дизелей

резцовые вставки с твердосплавными пластинками (рис. 3), предназначенные для обработки наружных и внутренних поверхностей деталей, а также сборная (с твердосплавными пластинами) фреза и эжекторное сверло.

Применение резцовых вставок позволяет сократить время наладки оборудования на 15%, повысить режимы реза-

ния режимов резания. В отличие от аналоговых образцов инструмент имеет высокую эксплуатационную стойкость. Экономический эффект от внедрения сборных фрез на агрегатном заводе Камского объединения составляет 560 тыс. руб. в год.

Эжекторное сверло применяется для глубокого сверления в сплошном мате-

в среднем 60 деталей. Изготовление сверл освоено на ремонтно-инструментальном заводе. От внедрения эжекторных сверл на заводах Камского объединения получен экономический эффект 60 тыс. руб.

За разработку и внедрение названного выше прогрессивного инструмента серебряными медалями ВДНХ СССР награждены инженер-технолог ремонтно-инструментального завода А. В. Хадалин, начальник конструкторского бюро технологического управления Ю. В. Бутон. Бронзовыми медалями ВДНХ награждены начальники участков ремонтно-инструментального завода Н. Н. Марков и А. А. Круглов, начальник конструкторского отдела технологического управления А. Г. Серенко, инженер-конструктор В. И. Жигалов и начальник конструкторского бюро технологического управления А. П. Могилев, начальник отдела ремонтно-инструментального завода Ю. П. Рязанов.

Самое широкое применение при сборке автомобилей, тракторов и агрегатов найдет прибор для контроля крутящего момента ПКМ-1, разработанный специалистами объединения. Этот прибор дает возможность контролировать величину момента затяжки резьбовых соединений, повысить качество сборки и эксплуатационную надежность машин на 10%. Отсчет показаний — цифровой трехрядный, основная приведенная погрешность — 3%. Оснащение пневмогайковертов устройством контроля момента затяжки не требует изменения их конструкции.

Авторы предложенного прибора также награждены медалями ВДНХ СССР: М. Е. Сукацкий — серебряной медалью, начальник лаборатории Ю. М. Калашников и инженер-конструктор УГК ОСО И. Д. Загороднев — бронзовыми.

Н. А. МУХИН

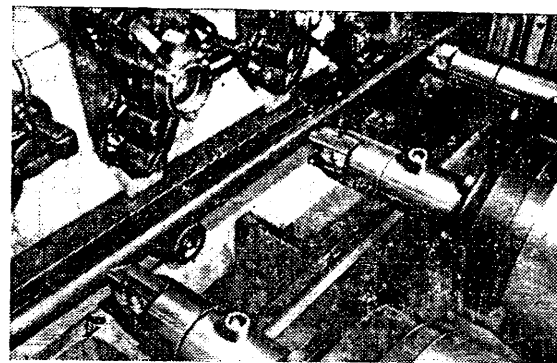


Рис. 3. Резцовые вставки с непереключаемыми твердосплавными пластинами

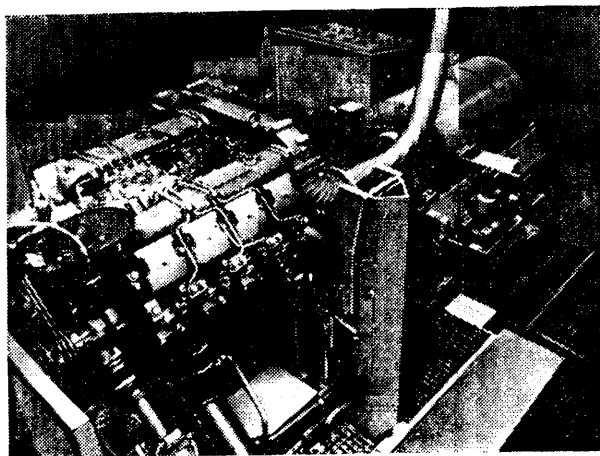


Рис. 2. Главный пульт управления стенда для испытаний дизелей

ния на 30% и производительность труда на 25%. В результате внедрения резцовых и вставок на заводах Камского объединения получен экономический эффект 440 тыс. руб.

Сборная фреза с твердосплавными пластинами используется при фрезеровании различных поверхностей деталей из стали, чугуна, алюминия. Режущие пластины крепятся механически. Благодаря применению таких фрез значительно сократилось время на наладку, повысилась производительность труда за счет повы-

рнали с выводом стружки через тело сверла. Процесс сверления происходит непрерывно без промежуточных выводов сверла из детали. Получаемая стружка отсасывается из зоны резания вместе с охлаждающей жидкостью. Производительность сверления при скорости резания 100 м/мин и подаче 0,2 мм/об повышается в 5 раз, чистота поверхности — на два класса. Один станок с четырьмя сверлильными головками заменяет 15 станков обычного сверления, стойкость одного сверла до полного затупления —

## СТАНКИ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ НУЖД ОТРАСЛИ

УДК 629.113.002:621.7.06

### АВТОМАТЫ, ПРИБОРЫ, СТЕНДЫ

**А**ВТОМАТ мод. 330. 055 для снятия фасок (рис. 1) предназначен для obtачивания фасок внутренних отверстий деталей типа колец.

Техническая характеристика автомата

Производительность, деталей, ч	700
Размеры деталей, мм:	
наружный диаметр	30—80
длина	7—25

Частота вращения шпинделя, мин <sup>-1</sup>	885
Мощность электродвигателя, кВт	1,1
Габаритные размеры, мм	1690×1400×1950
	825

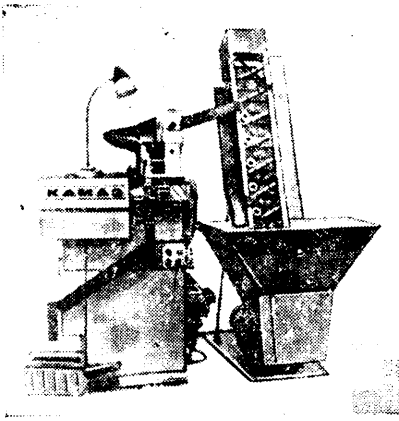
Масса, кг

Разработчик и изготовитель — КамАЗ.

Комплектовочно-сборочный завод КамАЗ (рис. 2)

предназначен для комплектования и сборки радиальных шарикоподшипников методом автоматического подбора разности диаметра дорожек качения двух произвольно взятых колец и определения групп шаров с целью обеспечения необходимого радиального зазора в собранном подшипнике.

← Рис. 1



**Техническая характеристика автомата**

Производительность, подшипников в 1 ч	1000
Наружный диаметр собранных подшипников, мм	30—47
Число групп шаров	14

Автомат обеспечивает повышение производительности, улучшение качества собранных подшипников и облегчает условия труда.

Разработчик и изготовитель — ГПЗ-4. Суперфинишный автомат (рис. 3) предназначен для окончательной обработки дорожек качения наружных колец приборных подшипников.

Автомат состоит из станины с установленными на ней электрошкафом и пультом управления, приводов изделия и перемещения основных узлов, узла осциллирования бруска и сменной станции наружных колец, содержащей приводные ролики, жесткую опору и вращающийся торцовый упор.

Электродоводочная головка сообщает инструменту (бруску) колебания частотой 50 Гц, а привод низкочастотного осциллирования — дополнительные колебания частотой 250 в 1 мин.

**Техническая характеристика автомата**

Диаметры обрабатываемых колец, мм	7—26
Цикл обработки одного кольца, с	20—45
Мощность электродвигателей, кВт	0,5
Габаритные размеры, мм	1000×650×1750
Масса, кг	300

Внедрение автомата в производство позволило повысить точность обработки колец приборных подшипников.

Разработчик — Куйбышевский филиал ВНИИП, изготовитель — ГПЗ-4.

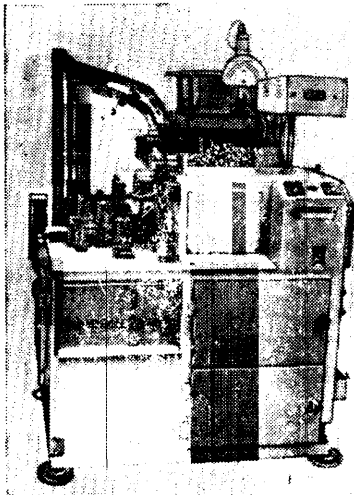
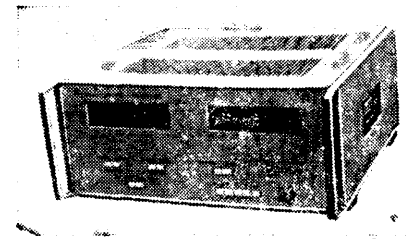


Рис. 2

Рис. 6



ответствие требованиям ТУ; доводка тормозных систем при их работе с регуляторами тормозных сил; исследование процесса торможения при установке антиблокировочных устройств;

оценка работы пневмопривода; исследование температурных режимов тормозных механизмов; определение износостойкости элементов тормозных механизмов;

Рис. 3

Прибор мод. 1237 (рис. 4) для выборочного контроля овальности поршневых колец. Измерение производится при тангенциальном сжатии кольца стальной лентой толщиной 0,1 мм до определенного зазора в замке, соответствующего его рабочему состоянию.

**Техническая характеристика прибора**

Погрешность измерения, мм	0,01
Диаметр контролируемых поршневых колец, мм	40—180
Габаритные размеры, мм	455×380×145
Масса, кг	27

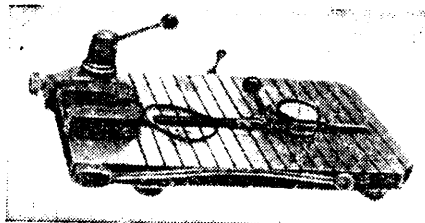


Рис. 4

Разработчик — НИИТавтопром, изготовитель — Опытный завод НИИТавтопрома (г. Москва).

Универсальный цифровой измеритель мод. УЦИ-1 (рис. 5), предназначен для измерения крутящего момента и частоты вращения детали. В отличие от аналогов обеспечивает повышенную точность измерения.

**Техническая характеристика измерителя**

Диапазон измерения крутящего момента (с разбивкой на 21 поддиапазон), кН·м	0—100
Относительная погрешность измерения крутящего момента, %	±0,5
Диапазон измерения частоты вращения, мин <sup>-1</sup>	1—10000
Габаритные размеры, мм	480×480×200
Масса, кг	28

Разработчик и изготовитель — ГКИ-автопром.

Стенд (рис. 6) для исследования динамических тормозных качеств автомобиля предназначен для исследования динамических тормозных качеств и доводки тормозных систем автомобилей семейства КамАЗ, а также его отечественных и зарубежных аналогов. На стенде осуществляются:

проверка тормозных систем на соот-

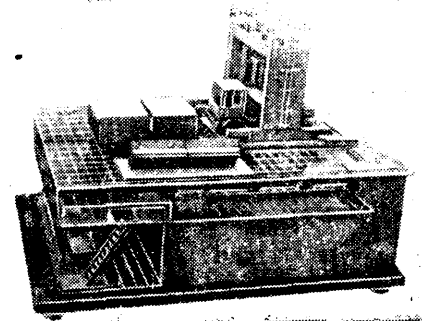


Рис. 6

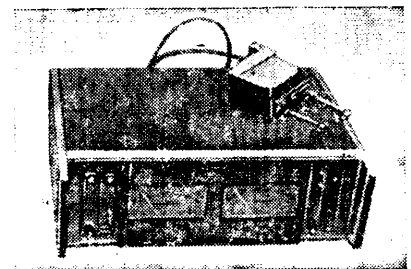


Рис. 7

определение причин возникновения и величин неравномерности действия тормозов на колесах одноименных осей.

Габаритные размеры стенда—21 000×10 000×12 000 мм, его масса—300 т.

Разработчик — ГКИТавтопром, изготовитель — КамАЗ.

Электронный преобразователь мод. ЭПЗК-308 (рис. 7) предназначен для автоматического управления шлифовальным станком или автоматической линией на финишных операциях механической обработки деталей, активного контроля линейных размеров деталей с непрерывными поверхностями, контроля правильности установки детали в исходную позицию перед началом обработки на станке.

Элементная база преобразователя выполнена на транзисторах.

**Техническая характеристика прибора**

Зона команд управления, мкм	500
Максимальное число команд	4
Погрешность, мкм:	
установки окончательной команды	0,2
включения любой команды в цеховых условиях в течение всего рабочего дня, не более	±0,1
Габаритные размеры, мм	400×140×325
Масса, кг	6

Разработчик и изготовитель — Волжский автозавод им. 50-летия СССР.

В. Ф. РЖЕВСКИЙ, А. З. БРОДСКИЙ

**ВХОДНОЙ КОНТРОЛЬ ТОРМОЗНОЙ АППАРАТУРЫ АВТОМОБИЛЕЙ КамаЗ**

**Т**ОРМОЗНАЯ система автомобилей КамаЗ имеет высокую эффективность и вполне обеспечивает безопасность движения. Надежность этой системы зависит от работы 35 пневмоаппаратов различного типа, поэтому проверка их, так называемый входной контроль, стала на заводе законом. При входном контроле проверяют внешнее состояние агрегатов, их геометрические параметры и соответствие заданным характеристикам (определятельные и периодические испытания).

Внешний вид и геометрические параметры тормозной аппаратуры проверяют на участке входного контроля автосборочного завода, где проводят и определятельные испытания. Периодические испытания пневмоаппаратов по термической стойкости в соответствии с техническими условиями проводят 2—4 раза в год в управлении главного конструктора, долговечность проверяют при длительных контрольных испытаниях в составе автомобиля.

Определятельными испытаниям подвергают выбранные из каждой партии пневмоаппараты. Количество выбранных экземпляров зависит от размера партии и определяется в соответствии с СТП 37.104.505—78 «Статистический метод контроля по альтернативному признаку».

Эти испытания состоят из проверки работоспособности аппаратов, их герметичности и соответствия фактических характеристик заданным техническими условиями. Определятельные испытания проводят на четырех стендах, изготовленных по техническому заданию КамаЗа.

Высокая производительность стендов обусловлена тем, что каждый стенд предназначен для испытаний определен-

ной группы аппаратов, близких по характеру выполняемых функций (см. таблицу). Каждую группу (№ 1—4) аппаратов испытывают на специализированном

№ группы	Пневмоаппарат
1	Тормозной кран: двухсекционный с рычагом обратного действия с ручным управлением Регулятор сил торможения Клапан: управления тормозами прицепа с однопроводным приводом электромагнитный
2	Клапан: ограничения давления ускорительный управления тормозами прицепа с двухпроводным приводом Комбинированный переключатель воздухораспределительного клапана
3	Клапан: защитный: одинарный двойной тройной двухмагистральный двухмагистральный с ограничителем давления
4	Тормозная камера: 20/20 типа 24 Пневматический цилиндр: 30 25 35 65 Соединительная головка Кран: разобщительный слива конденсата пневматический Клапан: магистральный контрольного вывода Предохранитель против замерзания Регулятор давления пневмотормозов

стенде. Стенды имеют одинаковые габаритные размеры, различия в их конструкции обусловлены только исполнением пневмосхемы.

Рассмотрим стенд (см. рисунок), на котором испытывают клапан управления тормозами прицепа с однопроводным приводом, входящий в группу № 1. Принципиальная схема стенда состоит из блока подготовки воздуха (БПВ), объекта испытаний (ОИ), блока воспроизведения воздействий (БВВ), блока управления (БУ), блока получения информации (БПИ).

Проверка пневмоаппаратов осуществляется следующим образом.

На плиту стенда устанавливают приспособление, в которое вставляют испытуемый пневмоаппарат. Аппарат соединяют со стендом при помощи распределителей, штуцеров и шлангов со специальными наконечниками, которые при входе в гнезда стенда фиксируются в них, открывая при этом обратные клапаны.

Воздух от компрессора давлением 0,12—0,15 МПа в блоке подготовки очищается от влаги, механических примесей и стабилизируется по давлению, которое контролируется манометром 2. При помощи регулятора 3 по манометру 1 устанавливают давление, необходимое для испытания аппарата. Распределителями 4—6 подключают манометры  $M_1$ ,  $M_2$ ,  $M_3$ , которые контролируют давление на входе и выходе испытуемого клапана при различных режимах. Включением распределителя 7 заполняют ресивер 8, имитирующий емкость пневмосистемы автомобиля. Имитация пневмосистемы автомобиля после испытуемого аппарата обеспечивается ресивером 9.

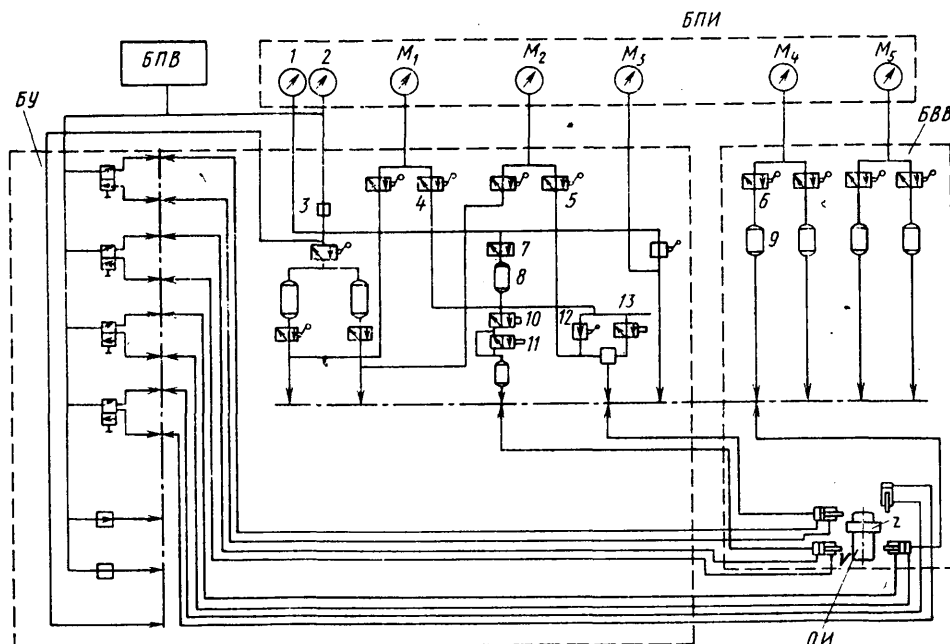
Электромагнитными клапанами 10, 11 подают воздух в цепь V и выпускают его через Z, включая клапан 13. В таком режиме изделие испытывают несколько раз, при этом давление на манометре  $M_4$  падает до нуля и повышается до 0,52 МПа. Затем клапаном тонкой регулировки 12 задают следующие параметры:  $M_1=0,7$  МПа,  $M_2=0,05$ ; 0,63; 0,45; 0 0,03 МПа, при этом на манометре  $M_4$  давление воздуха должно изменяться в следующем порядке  $M_4=0,44$ ; 0; 0,01; 0,52; 0,44 МПа.

Решение о работоспособности, герметичности и соответствии рабочих характеристик испытуемого клапана принимается по результатам оценки показаний манометров.

Продувают стенд и устраняют мыльную пену с испытуемого клапана сжатым воздухом (давление 0,7 МПа).

Стенды компактные, имеют съемную оснастку и обеспечивают при необходимости 100%-ный контроль тормозной аппаратуры, устанавливаемой на все выпускаемые заводом автомобили.

**Б. Г. РОХЛЕНКО, Ю. И. ПОБЕЖИМОВ,  
Ю. М. ШЕПОТЬКО**



**Р**ЕЗЬБОВЫЕ соединения в конструкциях современных машин составляют 30% от общего количества соединений, а трудоемкость их сборки — 25—30% от общей трудоемкости сборочных работ. Опыт эксплуатации показывает, что 50% разрушений резьбовых соединений происходит вследствие несовершенства их конструкций.

Повышение надежности и долговечности основных агрегатов и узлов автомобилей, а также увеличение периодичности и снижение объема технического обслуживания не могут быть обеспечены без качественно новых прогрессивных конструкций крепежных изделий.

Одним из типов таких конструкций являются самоstopорящиеся крепежные детали, особенно гайки, как наиболее технологичный и наименее металлоемкий элемент резьбового соединения.

Гайки подразделяются на два вида: свободно наворачивающиеся и с моментом сопротивления наворачиванию и отвертыванию, причем последним сейчас отдают явное предпочтение.

Рассмотрим несколько конструкций таких гаек.

Гайки с зубьями на опорной поверхности (свободно завертывающиеся) имеют увеличенный опорный фланец с радиальными зубьями (рис. 1). При монтаже гайка свободно наворачивается на болт (шпильку), а при затяжке соединения зубья вдавливаются в поверхность, на которую гайка опирается. Гайки изготовляют из малоуглеродистых сталей (08кп), подвергают поверхностному науглероживанию и закалке до высокой прочности, равной 8—10 МПа. При отвертывании этих гаек крутящий момент на 30% выше, чем при наворачивании. Это объясняется тем, что большая часть усилия предварительной затяжки переносится на фланец, а зубья опорной поверхности препятствуют отвертыванию гаек.

Недостаток гаек состоит в том, что они повреждают опорную поверхность детали, а при потере предварительной затяжки узла теряют самоstopорящиеся свойства и свободно отвертываются. Их оптовая цена по прейскуранту в среднем в 3,6 раза выше цены обычных гаек.

Самоstopорящиеся гайки (рис. 2) с нейлоновой вставкой (с моментом сопротивления завертыванию и отвертыванию) изготовляют из малоуглеродистых сталей. Нейлоновая вставка запрессовывается в выточку гайки и завальцовывается. Внутренний диаметр нейлонового кольца меньше внешнего диаметра резьбы болта. При монтаже гайка свободно наворачивается на болт, пока резьба болта не войдет в контакт с нейлоновым кольцом. При дальнейшем наворачивании гайки происходит вдавливание резьбы болта в нейлон, который плотно обжимает болт, создавая дополнительный момент трения в

резьбовом соединении. При отвертывании нейлоновая вставка имеет тенденцию принимать первоначальную форму.

Самоstopорящиеся свойства гаек сохраняются при их многократном использовании. Эти гайки противостоят вибрационным и ударным нагрузкам. Их недостаток заключается в нетехнологичности изготовления из-за сложности высадки углубления под нейлоновое кольцо, а также в том, что они нестабильно работают в тяжелых климатических условиях, при низких и высоких температурах.

Цельнометаллические самоstopорящиеся гайки (рис. 3) по ОСТ 37.001.197—70 (с моментом сопротивления наворачиванию и отвертыванию) в верхней части имеют цилиндрический поясок, который обжимается в геометрический эллипс.

После обжатия гайки подвергают термообработке, чтобы обжатый цилиндрический поясок имел упругие свойства. Принцип работы таких гаек аналогичен принципу работы гайки с нейлоновой вставкой.

Недостатком самоstopорящихся гаек является сложность геометрической

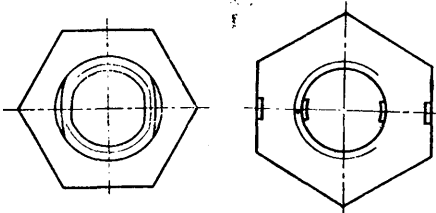
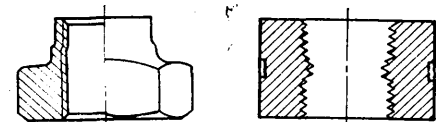


Рис. 3

Рис. 4

изготавливаемых ведущими зарубежными фирмами, были отобраны гайки (рис. 4), обжатые в двух точках по противоположным граням (патент США), и гайка (рис. 5), обжатая по торцу (патент Франции).

Первая из них проста по конструкции и в изготовлении (производится из обычных шестигранных стандартных гаек методом обжатия). На наружных ее гранях есть выемки, а внутри отверстия — стопорные «островки», которые создают дополнительное трение в резьбовой паре при наворачивании гайки на болт.

Вторая из выбранных гаек на одном из торцов имеет обжатый конусный выступ, который придает ей свойство самоstopорения.

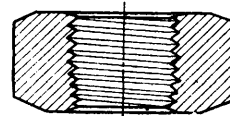


Рис. 5

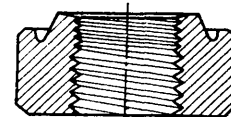


Рис. 6

В лаборатории КТИавтометиз проведено исследование выбранных конструкций гаек, результатом которого стала разработка конструкции новых гаек (рис. 6), обжатых по торцу. Технологический процесс их изготовления на пятипозиционных высадочных автоматах значительно отличается от технологии серийного производства обычных гаек: добавлена только одна операция — обжатие гаек по торцу. Эта операция осуществляется на специальных высокопроизводительных автоматах.

В КТИавтометизе изготовлены опытно-промышленные партии гаек, обжатых в двух точках и по торцу, размером М8—М16. Лабораторные испытания показали сохранение их самоstopорящихся свойств при многократном использовании.

Эксплуатационные испытания самоstopорящихся гаек проводили на автомобилях ЗИЛ, КраЗ, ГАЗ-53, снегоболотоходах и т. д. Их устанавливали вместо корончатых гаек с шплинтом, гаек, обжатых по эллипсу, или гаек с пружинными шайбами. В процессе испытаний опытные и серийные гайки проверяли по нормам технического обслуживания и неоднократно демонтировали для ремонта узлов. Результаты испытаний показали, что самоstopорящиеся гайки, обжатые в двух точках и по торцу, обеспечивают стабильное и надежное стопорение резьбовых соединений, исключают необходимость применения болтов с отверстием под шплинт, корончатых гаек и шплинтов и одновременно увеличивают пробег автомобилей между техническими обслуживаниями.

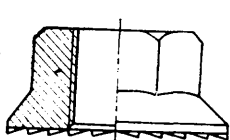


Рис. 1

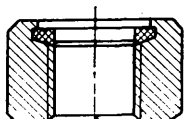


Рис. 2

формы и большая себестоимость (сталь 30ХГСА или 16ХСН). Они обязательно подвергаются термообработке, иначе теряется эффект самоstopорения. Класс прочности гаек не ниже 10, что отрицательно сказывается при установке их на болты класса прочности 6.8 и 8.8.

В поисках более совершенной и технологичной конструкции гаек специалистами Конструкторско-технологического института холодновысадочного и пружинного производства были изучены и проанализированы основные принципы создания эффекта самоstopорения для сохранения первоначального момента затяжки.

При выборе оптимальных конструкций самоstopорящихся гаек для автомобильной промышленности была поставлена цель создать технологичную для условий массового производства конструкцию гаек, которые не теряли бы эффекта самоstopорения при потере усилия затяжки, не изменяли момента сопротивления наворачиванию и отвертыванию при многократном использовании и были бы полностью взаимозаменяемы с традиционно изготавливаемыми гайками.

В результате поиска и изучения номенклатуры самоstopорящихся гаек,

## АВТОЦИСТЕРНЫ

**А**ВТОЦИСТЕРНЫ предназначены для перевозки и временного хранения различных жидких, порошкообразных, газообразных и полужидких грузов. Основные преимущества такого способа перевозок — большая сохранность грузов, отсутствие затрат на тару и упаковку, высокий уровень механизации погрузочно-разгрузочных работ.

Анализ отечественных и зарубежных конструкций автоцистерн позволяет классифицировать их по ряду признаков: функциональному назначению; грузоподъемности; степени сохранности перевозимых грузов; давлению в цистерне; ее форме в продольном и поперечном сечениях; числу отсеков; типу привода механизма наклонами подъема; приспособленности к механизированному выполнению погрузочно-разгрузочных работ. Так, по функциональному назначению цистерны можно разделить на предназначенные для перевозки жидкого топлива, молока, сжиженных криогенных газов, жидких комплексных удобрений, химически активных веществ, битума и асфальта, гудрона, растительного и минерального масла, пива, кваса, раствора бетона, муки, зерновых, гранулированных кормов, сухих химических веществ и др.

Области применения цистерн весьма обширны. Например, в США из 680 тыс. применяемых цистерн (в том числе 130 тыс. цистерн-полуприцепов) 58,8% используется в оптовой и розничной торговле, а также в сельском хозяйстве, по 5,9% — в строительстве, промышленности и сфере обслуживания, 11,8% — на транспорте общего пользования и 11,7% — в других отраслях хозяйства. Мировое производство цистерн достигает 100—120 тыс. в год.

Грузоподъемность и емкость цистерн является основным параметром, от которого в значительной мере зависит себестоимость перевозок. Например, расчеты показывают, что себестоимость перевозки жидкого топлива в цистерне АП-4,2-130 емкостью 4,2 тыс. л при дальности 16 км составляет 169,6 коп/т, а на автопоезде МАЗ-504А с полуприцепом-цистерной Ц-17 емкостью 17 тыс. л — 81,8 коп/т; себестоимость перевозки молока в цистерне АППТ-3,3 емкостью 3,3 тыс. л составляет 160,6 коп/т, а на автопоезде МАЗ-504А с полуприцепом-цистерной емкостью 11 тыс. л — всего 77,2 коп/т.

По грузоподъемности все цистерны можно разделить на следующие группы: до 2 т; 2,1—5 т; 5,1—8 т и более,

причем в последние годы в мировом цистерностроении наблюдается неуклонный рост грузоподъемности (емкости). Так, фирма Кемикел (Англия) выпускает автоцистерны емкостью 40 м<sup>3</sup> (рис. 1), фирма Ванхолл (Бельгия) выпускает полуприцепы-цистерны для порошкообразных грузов емкостью 51 м<sup>3</sup> (30 т). В США фирмы Батлер, Хейл, Вей-Марк, Пульман, Фрюхоф, Бреннер Тэнк выпускают цистерны для сухих, жидких и газообразных грузов емкостью 25,4—55,4 тыс. л, фирма Эчаэр — семиосный битумовоз ХМ-918 геометрической емкостью 56,7 тыс. л, фирма Стилл — полуприцеп-цистерну емкостью 91 тыс. л, используемую для разбрызгивания воды в карьерах и при тушении пожаров.

Изучение потребностей народного хозяйства страны показывает, что и у нас следует отдавать предпочтение цистернам большой грузоподъемности (см. таблицу).

Из таблицы видно, что автоцистерны большой грузоподъемности (более 5 т) должны составлять почти 80% общего парка.

По требованию к сохранности перевозимых грузов все цистерны можно разделить на три группы: без сохранения и с сохранением исходного температурного режима (изотермические), а также с принудительным поддержанием температурного режима. К первой группе относятся автоцистерны для перевозки нефтепродуктов, цемента, муки, бетона, раствора, минеральных удобрений, поливинилхлорида и др.; ко второй — для перевозки главным образом молока, кваса, вина, жидкого масла и жидкого (криогенного) газа. Они оборудуются, как правило, двумя стенками, между которыми укладывается изоляционный слой (50—200 мм) минеральной ваты, пенопласта, минеральной ваты, полиуретана, иногда используется сухой воздух или, наоборот, поддерживается вакуум. Это обеспечивает коэффициент теплопередачи цистерн на уровне 46,4—69,6·10<sup>-6</sup> Вт/(см<sup>2</sup>·град).

К третьей группе относятся автоцистерны для перевозки живой рыбы, битума, горячего асфальта.

По давлению в цистернах их тоже можно разделить на три группы: без

избыточного давления; с пониженным или избыточным давлением. К первой группе относятся все цистерны, используемые для перевозки топлива. При перевозке некоторых пищевых жидкостей находят применение цистерны, работающие в условиях разрежения до 0,07 МПа. Третья группа цистерн имеет четыре разновидности: с низким (до 0,1 МПа), средним (0,1—0,3 МПа), высоким (0,3—1,6 МПа) и сверхвысоким давлением (1,6—2,5 МПа и более). Цистерны с низким давлением у нас почти не выпускаются, а за рубежом используются при перевозке порошкообразных и пылевидных грузов. Основным недостатком таких цистерн — необходимость опрокидывать кузов при разгрузке на угол до 40—75°, следовательно, и большая собственная масса автомобиля (из-за громоздкости механизма опрокидывания). Правда, при вертикальном расположении цистерн (рис. 2) с низким давлением, необходимость в их опрокидывании отпадает.

Цистерны со средним давлением получили наибольшее распространение для перевозки муки, цемента и др. Цистерны с высоким и сверхвысоким давлением применяются для перевозки сжиженных газов (кислорода, углекислого газа, азота, закиси азота, водорода, гелия, метана и т. п.).

Безопасность перевозки грузов в цистернах с избыточным внутренним давлением зависит от толщины стенки цистерны. Поэтому большинство отечественных цистерн имеют толщину стенки, равную 3 мм, а днища — 4 мм. За рубежом применяются цистерны с различной толщиной стенки — от 2 до 6—8 мм, но с 1979 г. в странах ЕЭС установлено, что толщина стенок стальных цистерн должна быть не менее 4 мм, а цистерн из легкого сплава — не более 5,2 мм.

По площади поперечного сечения все цистерны можно разделить на три группы: 0,5—1,0; 1—2,5; 2,5—3,5 м<sup>2</sup> и более. Что касается формы поперечного сечения цистерн, то к ней конструкторы всех стран относятся с особым вниманием, так как она существенным образом влияет на прочностные свойства цистерны и в значительной мере — на безопасность движения.

Цистерна круглого сечения имеет наибольшую жесткость и прочность (рис. 3), наиболее вместительна, технологична в производстве, менее метал-



Рис. 1. Автопоезд для перевозки порошкообразных грузов с полуприцепом емкостью 40 м<sup>3</sup> фирмы Кемикел (Англия)

Осевые нагрузки, т	Партионность перевозки*, т	Доля общего объема перевозок грузов в цистернах, %
6	До 2	4,6
	2—5	13,8
	5—8	20,7
10	5—8	6,1
	8—15	9,2
	15—30	15,3
6—10 (междугородные перевозки) Без ограничения	12—30	23,4
	—	6,9

\* Масса груза, подлежащая перевозке одним транспортным средством, установленная с учетом требований клиентуры и дорожных ограничений.

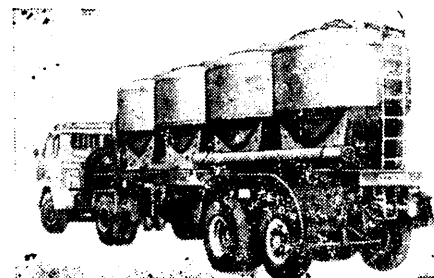


Рис. 2. Автопоезд для перевозки цемента грузоподъемностью 16 т фирмы Бертоя (Италия)



Рис. 3. Автомобиль-цистерна грузоподъемностью 12 т для взрывоопасных грузов фирмы Хио (Япония)

лоемка. Однако у нее высоко расположен центр тяжести, а следовательно, она менее устойчива при движении с грузом. Кроме того, при такой форме сечения ускорения залитой в цистерну жидкости в процессе движения автомобиля иногда достигают 2g. Чтобы избежать этого, в цистернах с круглым сечением приходится создавать избыточное давление.

У цистерн с эллипсным поперечным сечением центр тяжести значительно ниже. Например, при диаметре  $d = 2,4$  м высота центра тяжести у цистерны круглого сечения  $h_T = 1,2$  м, а у эллипса с таким же вертикальным размером (коэффициент сжатия круга 0,8)  $h_T = 0,96$  м, т. е. ниже на 24,9%. Однако при этом площадь круга составляет 4,52 м<sup>2</sup>, а эллипса — только 3,62 м<sup>2</sup>. Следовательно, заменяя круг эллипсом, изготовитель усложняет производство изделия и должен несколько удлинить конструкцию (до 25%) для получения того же объема, эксплуатационник же получает более устойчивое при движении транспортное средство.

Дальнейшее развитие цистерностроения привело к появлению новой разновидности сечения: эллиптического с усеченными боковинами, так называемого «чемоданного» (рис. 4). Цистерна с таким сечением сочетает в себе преимущества цистерн с эллипсным и квадратным сечением, позволяет несколько снизить центр тяжести ( $h_T = 0,94$  м) и при увеличенном (по сравнению с кругом на 12,3%) периметре получить больший, чем у эллипса (на 5—11%), объем. Иными словами, «чемоданная» форма сечения обеспечивает тот же объем, что и эллипсная, но при меньшей длине цистерны.

За рубежом основное количество цистерн для перевозки жидкостей выпускается с «чемоданной» формой сечения; отечественное цистерностроение выпускает цистерны преимущественно эллиптической и цилиндрической форм. Некоторая часть из них имеет эллипсоцилиндроконическую форму (для перевозки товарного бетона).

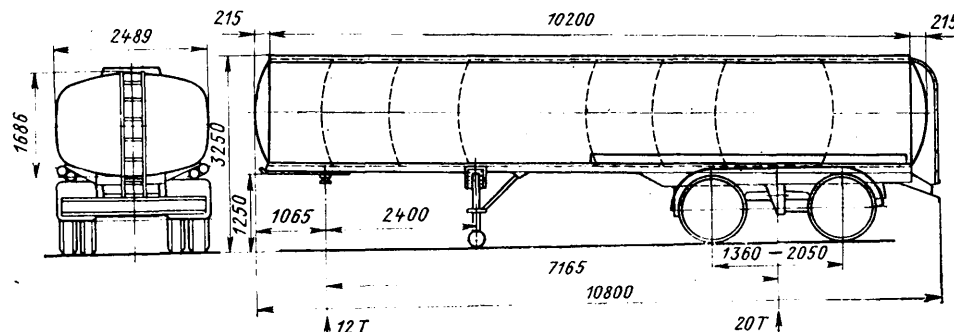


Рис. 4. Полуприцеп-цистерна К3620 L3A1 с «чемоданным» профилем для топлива емкостью 36 м<sup>3</sup> фирмы Ванхолл (Бельгия)

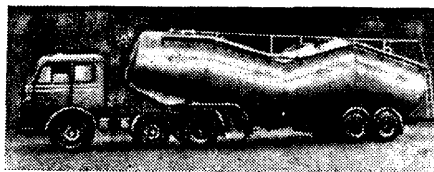


Рис. 5. Автопоезд для перевозки муки грузоподъемностью 20 т фирмы Германс (ФРГ)

В продольном сечении цистерны в основном представляют собой прямоугольник, у которого большее основание — горизонтальное. Реже используются цистерны с вертикальным расположением емкостей. Цистерны с разгрузкой через днище имеют снизу конусный, трапециевидный или переменный профиль (рис. 5).

Для обеспечения устойчивости движения с грузом, ускорения погрузки и выгрузки, возможности одновременной перевозки различных видов грузов внутренний объем цистерн делится на отсеки (иногда герметические), каждый из которых имеет загрузочную горлови-

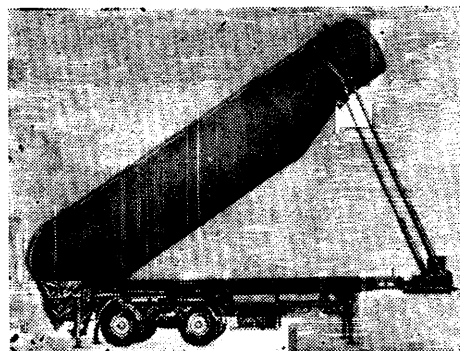


Рис. 6. Полуприцеп-цистерна емкостью 35 м<sup>3</sup> с подъемным кузовом для перевозки порошкообразных грузов фирмы Ванхолл (Бельгия)

ну (люк) и разгрузочный патрубок со шлангом. Число отсеков может быть различным — один (АЦ-4,2-130), два (АЦПТ-3,3), три (АЦПТ-11), четыре и более. Например, полуприцеп-цистерна 28SBK фирмы Перлини при емкости 28 тыс. л имеет 13 самостоятельных отсеков (4×1 тыс. л, 7×2 тыс. л и 2××5 тыс. л). Фирма ОМТ (Италия) выпускает полуприцеп-цистерну T25SPD емкостью 29 тыс. л, разделенную на четыре герметических отсека, которые позволяют одновременно перевозить бензин нескольких сортов и дизельное топливо.

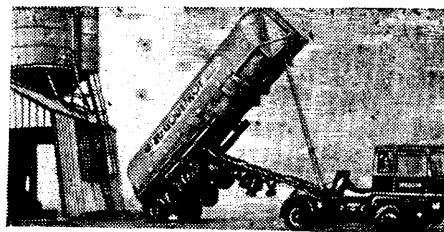


Рис. 7. Автопоезд для перевозки цемента с трехосным полуприцепом и «ломающейся» рамой фирмы Беналью (Франция)

По способу выполнения погрузочно-разгрузочных работ все цистерны можно разделить на шесть групп.

К первой относятся цистерны, загрузка и разгрузка которых осуществляется гравитационным способом без подъема кузова (прицеп-цистерна для топлива 8632, полуприцепы-цистерны для вина ВЦПП-7, ВЦПП-10А). Время опорожнения цистерны определяется ее грузоподъемностью и диаметром разгрузочных патрубков и составляет 0,5—1,5 ч. К недостаткам такой системы следует отнести невозможность разгрузки на уровень, превышающий высоту залитого груза цистерны.

Ко второй группе относятся цистерны, загрузка которых выполняется за счет вакуума (до 0,04—0,05 МПа) внутри цистерны, а разгрузка — гравитационным способом (АЦПТ-1,7 для перевозки молока и АВЦ-1,7 для воды).

К третьей группе относятся цистерны, заполнение и опорожнение которых происходит с помощью давления (К 1040-2Э — для муки, С-956 — для цемента), развиваемого лопастными, центробежно-вихревыми насосами или поршневыми, ротационными или винтовыми компрессорами с приводом от коробки отбора мощности или от электродвигателя.

Некоторые зарубежные топливные цистерны этой группы оборудованы нижней (через патрубки) системой наполнения, которая по сравнению с эстакадным верхним наливом сокращает потери топлива от испарения на 65%.

К четвертой группе относятся емкости, в которых при погрузке и выгрузке сыпучих и порошкообразных грузов используется низкое избыточное давление в сочетании с подъемом и опрокидыванием кузова. Такие цистерны, как правило, имеют рамную конструкцию, причем у некоторых из них рама при разгрузке остается неподвижной (рис. 6), а емкость поднимается в сторону разгрузки на 40—65°. В других цистернах применяются «ломающиеся» рамы (рис. 7) и разгрузка осуществляется с помощью избыточного давления и подъема цистерны.

Цистерны, у которых загрузка и разгрузка осуществляются гравитационным способом, а емкость может наклоняться в сторону погрузочно-разгрузочной площадки, можно отнести к пятой группе.

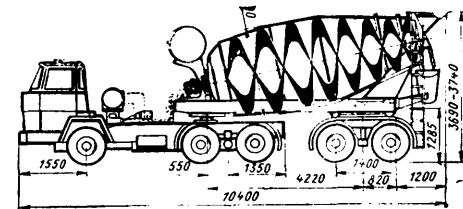


Рис. 8. Автобетоносмеситель с полуприцепом 1002S емкостью 10 м<sup>3</sup> фирмы Фойль (ФРГ)

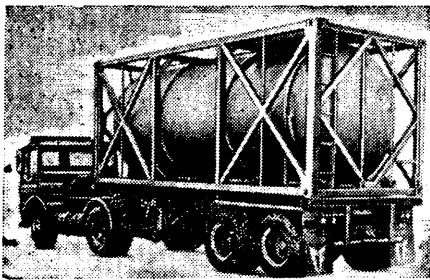


Рис. 9. Автопоезд-контейнеровоз с контейнером-цистерной и полуприцепом грузоподъемностью 20 т фирмы Крэн Фрюхоф (Англия)

К этой группе относятся автобетоносмесители (рис. 8), а также цистерны для перевозки сухих порошкообразных грузов, пищевых отходов и др.

К шестой группе относят съемные кузова (контейнеровозы) — цистерны для перевозки ядохимикатов сельскохозяйственного назначения, а также других жидких и порошкообразных грузов, постепенно расходуемых у потребителей (рис. 9).

Цистерны устанавливаются на шасси одиночных автомобилей, прицепов и полуприцепов (рис. 10). Новым направлением в применении седельных тягачей следует считать широкое использование для буксировки полуприцепов полно-

приводных седельных тягачей. Это дает возможность при той же колесной формуле буксировать полуприцеп полной массой, на 20—30% большей.

Важнейшим параметром, характеризующим прогрессивность конструкции цистерны, является коэффициент снаряженной массы (тары).

Снижение коэффициента тары достигается главным образом двумя путями: изготовлением цистерн с несущим кузовом и применением легких (алюминиевых) сплавов. Алюминиевые цистерны с толщиной стенок 6—8 мм позволяют увеличить грузоподъемность на 15—20% при удорожании изделия на 25—40% и окупаются в процессе эксплуатации в течение 1,5—2 лет.

В США для цистерн, предназначенных для жидких комплексных удобрений и пищевых продуктов, используются также и нержавеющей стали марок 304 и 304-2Б (8% никеля и 18% хрома).

Цистерны изготовляют емкостью 12—17 м<sup>3</sup> также из пластмассы и стеклопластика (Франция, Дания, Бельгия). Они используются при перевозке жидких пищевых продуктов.

На основании сказанного выше можно сделать выводы о том, что основными тенденциями в развитии цистерн следует считать дальнейшее повышение

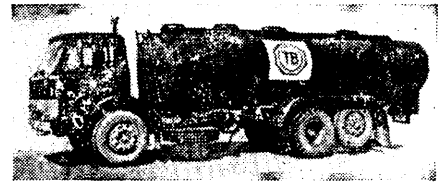


Рис. 10. Автомобиль-цистерна DT-800 для топлива с подъемной осью емкостью 12,2 тыс. л фирмы Форд (Англия)

грузоподъемности (емкости) при одновременном снижении собственной массы за счет применения безрамных несущих конструкций, выполненных из легких материалов; преимущественными формами поперечного сечения цистерн в перспективе будут, видимо, «чемоданная» и круглая; развитие конструкций цистерн будет идти по пути повышения уровня механизации процесса загрузки-разгрузки с применением, в частности, нижней погрузки через шланги; основной разновидностью цистерн станет автопоезд в составе седельного тягача и полуприцепа.

А. А. ЧЕБОТАЕВ

УДК 629.113—592.117

## НОВЫЕ ТОРМОЗА ФИРМЫ ВАЛЕО

У БОЛЬШИНСТВА современных легковых автомобилей на передние колеса установлены дисковые тормоза, а на задние — барабанные.



Рис. 1

Фирма Валео (бывшая Феродо, Франция) разработала новый тип тормоза, который получил название кольцевого (рис. 1). Такой тормоз работает по принципу дискового, но тело вращения имеет форму барабана, а так как поверхность трения расположена открыто

на воздухе, то тепло отдается непосредственным излучением и процесс высвобождения теплоты происходит так же быстро, как и в дисковом тормозе с вентилируемым диском. При одинаковых габаритных размерах у кольцевого тормоза радиус трения на 20—30% больше, чем у обычного дискового, и соответственно на столько же больший тормозной момент. Это позволяет отказаться у малолитражных автомобилей от гидровакуумного усилителя или по крайней мере уменьшить объем его камеры и давление тормозной жидкости. Другим преимуществом кольцевого тормоза является возможность сборки и разборки скобы тормоза без демонтажа колес.

Новым конструктивным решением этой фирмы является двухдисковый тормоз с гидравлическим приводом для грузовых автомобилей и автобусов (рис. 2). Применение гидропривода обеспечивает меньшее время срабатывания тормоза по сравнению с пневматическим приводом. Наличие двойного комплекта вентилируемых дисков и суппортов, а также специально подобранные расположенные цилиндры в суппортах позволило улучшить использование объема, заключенного внутри обода и снизить, по

сравнению с барабанными тормозами, рабочую температуру тормоза, что, в свою очередь, увеличивает долговечность

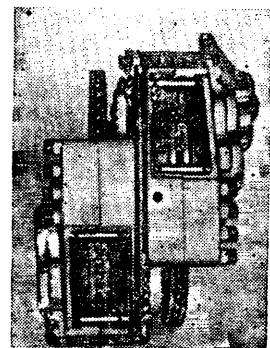


Рис. 2

скалываю. Конструкция тормоза обеспечивает быструю и легкую смену колодок.

Н. М. СОЛОВЬЕВ

УДК 621.78.043.06:658.527

## НОВОЕ В ТЕХНОЛОГИИ. МЕХАНИЗИРОВАННЫЕ ЛИНИИ ШТАМПОВКИ ФИРМЫ ЛАСКО

О ДНА из крупнейших фирм ФРГ по производству прессов, молотов и штамповочных линий для изготовления деталей автомобилей в 1980 г. поставила в ВНР механизированную линию штамповки балок передней оси и колесчатых валов грузовых автомобилей. Линия состоит из трех основных машин: электрогидравлического пресса

мод. VPE1250 усилием 12 500 кН для предварительной штамповки заготовок; электрогидравлического бесшаблонного молота мод. GN 4000 (энергия удара 400 кДж) с устройством для сжима заготовок с нижней части штампа; электрогидравлического пресса мод. VP1600 усилием 16 000 кН для обрезки заусенца и калибровки поковок. Прессы объединены

нены транспортирующим устройством с приводной кареткой. Перед первым прессом установлены ковочные вальцы для подкаты заготовки. Продолжительность полного цикла изготовления колесчатого вала или балки передней оси массой 100—150 кг составляет 70 с.

Технологические операции выполняются в следующем порядке. Нагретая



заготовка подается первым манипулятором к прессу и подвергается предварительной штамповке. Этот манипулятор переносит предварительно отштампованную заготовку к молоту и укладывает ее в штамп. После первого удара молота заготовку выпинают, сжатым воздухом удаляют окалину, а также разбрызгивают смазку на верхнюю и нижнюю части штампа. Затем заготовку снова укладывают в штамп, где выполняется ее окончательная штамповка. Второй манипулятор с грейферным захватом поднимает заготовку за заусенец и переносит ее к прессу для обрезки и калибровки. Третий манипулятор снимает готовую поковку и передает ее на позицию отжига. Второй манипулятор выполнен с кабиной для оператора, который управляет грейферным захватом и пневматическими устройствами удаления окалины и разбрызгивания смазки по специальной программе.

Для облегчения обслуживания линии при штамповке крупных поковок на прессах в молоте установлены предупредительные сигнальные устройства, следящие за выполнением производственного цикла и точно позиционирующие заготовки в штампах. Эти сигнальные устройства установлены по одному на каждом прессе и два — на молоте.

Расходуемая электрогидравлическим приводом молота энергия составляет примерно  $\frac{1}{4}$  энергии, потребляемой обычным пневматическим или паровым молотом. Так как верхняя баба направляется к нижней, смещение их осей также в 4 раза меньше, чем при раздельном направлении обеих баб. Соотношение масс нижней и верхней баб составляет 4:1; при скорости соударения 6 м/с скорость нижней бабы составляет 1,2 м/с, а верхней — 4,8 м/с. За счет разницы скоростей поковка при штамповке не вылетает из нижнего

Параметры	VPA800So	VPA800HSo
Бесступенчатое регулируемое усилие прессы, кН	8000	8000
Ход ползуна, мм	650	900
Максимальная открытая высота, мм	1400	1750
Размеры стола и ползуна, мм	1000×1200	1000×1200
Скорость ползуна, мм/с:		
при приближении	600	600
при рабочем ходе	120	120
Мощность, кВт:		
главного электро-двигателя	2×200	2×200
электро-двигателя выталкивателей	66	66
Усилие выталкивателя, кН:		
верхнего	—	2—25
нижнего	250	250
Ход выталкивателя, мм:		
верхнего	—	2—40
нижнего	500	500
Сбщая масса прессы, т	96	98

штампа, что позволяет обойтись без операции дополнительной правки.

Полностью автоматизированная линия предназначена для штамповки выдавливанием полых осей (без фланцев) массой 12 кг, длиной 292 мм, наружным диаметром 135 и внутренним 62 мм. Эта линия состоит из двух быстроходных электрогидравлических прессов усилием по 8000 кН каждый. Оба пресса соединены между собой автоматическим транспортирующим устройством, изготовленным также фирмой Ласко, снабжены автоматическим устройством для нанесения смазки разбрызгиванием и очистки инструмента. Управление прессами осуществляется с пульта.

Технические характеристики прессов приведены в таблице.

При работе линии нагретые заготовки от нагревательного устройства подаются манипулятором на приемную позицию первого пресса, откуда с помощью встроенного транспортирующего устрой-

ства передаются на три позиции предварительной штамповки и затем на разгрузочную позицию. Захваты транспортирующего устройства перемахают по направляющим подобно захватам транспортирующих устройств, встраиваемых в прессы для листовой штамповки.

Второй манипулятор удаляет полуфабрикаты от первого пресса и укладывает их в матрицу для выдавливания, установленную на втором прессе. Матрица имеет два штамповочных ручья, штамповка в которых выполняется попеременно, в результате чего они меньше разогреваются и условия подачи к ним смазки улучшаются. Рука второго манипулятора запрограммирована на чередующееся обслуживание этих матриц.

Поковки, изготавливаемые на этой линии, имеют малую шероховатость поверхности и малые допуски. Цикл обработки составляет 13 с, производительность линии 276 поковок в 1 ч.

Подобный пресс усилием 8000 кН предназначен для автоматической штамповки поворотных кулаков массой 20 кг следующих размеров: диаметры ступеней 150×150×95 мм, длина 70×360 мм (размеры заготовок 110×110×210 мм). Цикл обработки составляет 36 с.

Фирмой Ласко изготовлена также линия для автоматической штамповки поковок конических зубчатых колес и валов-шестерен для грузовых автомобилей. Она состоит из прессы усилием 8000 кН для предварительной штамповки, быстроходного молота с энергией удара 63 кН·м и обрезного прессы усилием 2500 кН. Заготовки ко всем агрегатам линии подаются транспортом. На линии штампуют полые оси с фланцами и конические зубчатые колеса массой до 26 кг. Производительность линии — около 100 поковок в 1 ч.

В. А. ПОТАПОВ

## КРИТИКА и БИБЛИОГРАФИЯ

### РЕФЕРАТЫ СТАТЕЙ

УДК 621.43.222.001.63:621.43.036.17

Особенности проектирования блоков цилиндров с жидкостным охлаждением. Мойсейчик А. Н., Хмельницкий Б. И. — Автомобильная промышленность, № 9, 1981.

Изложены основы проектирования блоков цилиндров двигателей с жидкостным охлаждением исходя из обеспечения более эффективного прогрета двигателя перед пуском в холодное время года. Рис. 3. УДК 621.43.038.771

Выбор эжеционного отсоса пыли для воздушных фильтров двигателей. Чернышев Г. Д., Григорьев М. А., Бацула Б. В. — Автомобильная промышленность, № 9, 1981.

Рассматривается влияние отсоса воздуха из первой ступени воздушных фильтров на их характеристики. Дана оценка влияния системы очистки воздуха на показатели двигателя, в том числе и за счет введения отсоса. Предложена зависимость для определения минимальной средней эксплуатационной запыленности воздуха, при которой целесообразно применять отсос в воздушных фильтрах. Табл. 1. Рис. 5. Библ. 7. УДК 621.436.214.6-752.001.5

Изгибные колебания и нагруженность картерных деталей силового агрегата грузового автомобиля. Бисоцкий М. С., Выгонный А. Г., Мерников Г. В. — Автомобильная промышленность, № 9, 1981.

Изложены результаты экспериментальных исследований по выявлению причин повышенной вибронгруженности картерных деталей силового агрегата грузовых автомобилей. Указаны пути снижения нагруженности картерных деталей силового агрегата. Рис. 3. Библ. 5. УДК 629.113.066:621.382

Электроника в управлении автомобилем. Мороз С. М. — Автомобильная промышленность, № 9, 1981.

Статья посвящена проблеме качественного повышения эффективности управления автомобилем на основе применения электронных средств контроля, управления, учета и связи в рамках супервизорного управления.

Представлен анализ предпосылок и направлений развития автомобильной электроники, обусловленных современными проблемами автомобильного транспорта в нашей стране и за рубежом. Отражены данные по экономической эффективности, социальной и социологической значимости развития автомобильной электроники. Рис. 3. Библ. 6. УДК 629.113.066:621.313.12

Развитие автомобильных генераторов. Райкова Г. А., Левин С. М. — Автомобильная промышленность, № 9, 1981.

Дано описание развития генераторов и стартеров в X и XI пятилетках. Табл. 3.

УДК 629.113.05:621.38

Указатели для электронных измерительных устройств автомобилей. Фесенко М. Н., Губанов В. И. — Автомобильная промышленность, № 9, 1981.

Рассмотрены вопросы теории электронных импульсных спидометров и тахометров, проведен анализ работы существующих тахометров. Табл. 1. Рис. 3. Библ. 3.

УДК 629.113.066-752

Вибрационные нагрузки и работоспособность элементов электрооборудования автомобиля. Мищенко В. А., Дижур М. М., Кириллов В. М. — Автомобильная промышленность, № 9, 1981.

Рассмотрены повреждения, связанные с воздействием вибрации. Приведены экспериментальные данные и даны рекомендации по повышению надежности некоторых изделий электрооборудования за счет снижения их вибронгруженности. Табл. 1. Рис. 1. УДК 621.43.045.401.7:629.114.4

Ресурс свечей зажигания А9Н автомобилей ЗИЛ-130. Закин Я. Х., Мирзаметов Х. М. — Автомобильная промышленность, № 9, 1981.

Представлены результаты эксплуатационного исследования свечей зажигания одиночных автомобилей ЗИЛ-130 и с прицепами. Выявлено влияние на износ электродов свечей зажигания, места установки и нагрузки на автомобиль. Табл. 1. Рис. 5. Библ. 3.

Прогрессивные технологические процессы в автостроении. Механическая обработка, сборка. Под ред. С. М. Степашина. М.: Машиностроение, 1980.

**В** РЕЦЕНЗИРУЕМОЙ книге, написанной группой ведущих специалистов Московского автозавода им. И. А. Лихачева, на базе передового опыта автомобилестроения рассмотрены основные пути повышения эффективности производства и качества продукции.

Книга начинается с изложения тенденций развития механосборочного производства. Ведущее место в этом разделе занимают основы технологии малоотходного производства, обеспечивающего сокращение расхода проката черных металлов и других конструкционных материалов при одновременном снижении объема механической обработки.

В этой связи рассмотрены прогрессивные методы изготовления заготовок в кузнечно-прессовом и литейном производстве, с помощью порошковой металлургии, сварки и др. Анализируется направление развития методов механизации и автоматизации технологических процессов, ориентированных на сокращение ручного труда на всех этапах механической обработки, включая контрольные операции, смену и настройку инструмента, транспортирование деталей, применение роботов и др.

Значительное внимание уделено повышению производительности обработки за счет применения новых инструментальных материалов, прогрессивных конструкций инструментов, замене процесса резания пластическим деформированием, внедрению лазерной технологии,

электроэрозионного, электрохимического и ультразвукового методов.

Изложение тенденций развития механосборочного производства завершается рассмотрением вопросов сборки, механизации транспортно-складских работ и удаления стружки.

Детальному рассмотрению подвергаются отдельные виды механической обработки и применение современных автоматических линий. Большой интерес, например, представляют данные о комплексных автоматических линиях обработки и сборки тормозных барабанов и ступиц задних мостов, блока цилиндров V-образного двигателя; автоматизированном цехе по производству поршней и гильз, управляемом мониторной системой, которая позволяет следить за работой станков, ресурсом работы режущих инструментов, числом деталей в накопителях, их выпуском и т. д.

Прогрессивные методы токарной обработки рассмотрены на примерах эффективного применения одно- и многошпиндельных автоматов и полуавтоматов при изготовлении типовых деталей автомобилей. Показано значение и возможности прецизионного точения, а также приведены правила, обеспечивающие его рациональное применение.

Многие разделы механической обработки представлены с изложением технологических основ, базирующихся на опыте отечественного и зарубежного производства. К их числу относятся фрезерование, обработка зубчатых колес, отверстий, резьбы; протягивание; абразивно-алмазная обработка; методы удаления заусенцев. Специальная глава посвящена сборочным операциям с учетом автоматизации этих трудоемких

процессов. В ряде случаев реализован комплексный подход к рассматриваемым вопросам, не ограничивающийся собственно операциями механической обработки. Например, при изложении зубофрезерования наряду с методами обработки, станками и инструментами рассматриваются требования к микроструктуре заготовок зубчатых колес, обеспечивающие хорошую обрабатываемость, незначительную и стабильную деформацию деталей при термообработке.

В разделе резбобразования систематизированы требования к технологичности резбовых деталей.

Наряду с лезвийной и абразивной обработкой рассмотрены методы пластического деформирования, штамповки конических колес с зубом, горячего и холодного накатывания зубчатых колес и шлицевых валов, накатывания резьбы, уплотняющего и выглаживающего шлифования.

В области абразивно-алмазной обработки рассмотрены методы автоматизации шлифовальных и финишных операций, а также совмещенные процессы, ориентированные на повышение производительности труда и улучшение качества продукции.

В рассматриваемой книге отражены современные методы механической обработки и сборки, дано описание технологического оборудования, инструментального оснащения, а также состояния технологии и перспективы ее развития. В ней содержатся многочисленные иллюстрации, что делает ее важным пособием не только для инженерно-технических работников заводов и институтов отрасли, но и для работников других отраслей машиностроения.

**Ю. В. БАРАНОВСКИЙ, Л. А. БРАХМАН**

## ВНИМАНИЕ, КОНКУРС!

По инициативе Комитета ВЛКСМ Министерство автомобильного транспорта РСФСР и НТО автомобильного транспорта и дорожного хозяйства объявило Всесоюзный молодежный конкурс на разработку лучшего предложения по экономии топлива на автомобильном транспорте.

Задача конкурса — привлечение молодых рабочих, техников, инженеров, ученых к повседневному поиску для дальнейшего повышения эффективности использования бензина и дизельного топлива, сокращения удельного расхода топлива на автомобильном транспорте.

Представляемые на конкурс работы должны быть посвящены: разработке новых и совершенствованию серийных конструкций, агрегатов и узлов автомобиля, влияющих на его топливную экономичность;

совершенствованию эксплуатации автомобилей, их техническому обслуживанию и ремонту, а также другим мерам, направленным на экономию топлива;

совершенствованию методов контроля за техническим состоянием автомобилей, созданию стендов, других средств и испытательной аппаратуры для проверки агрегатов и узлов, влияющих на топливную экономичность.

Все материалы по конкурсу должны быть отправлены до 1 мая 1982 г. (дата определяется по почтовому штемпелю) в Государственный научно-исследовательский институт автомобильного транспорта по адресу: 123514, Москва, ул. Героев-панфиловцев, 28. Обязательна надпись — «На конкурс по экономии топлива».

Для победителей конкурса установлены призы: мотоциклы, телевизоры, фотоаппараты.

Подробно положение о Всесоюзном молодежном конкурсе на разработку лучшего предложения по экономии топлива опубликовано в журнале «Автомобильный транспорт» № 5 за 1981 г.

Технический редактор *Е. П. Смирнова*

Корректор *В. Е. Блохина*

Сдано в набор 07.07.81.  
Печать высокая  
Тираж 14139.

Подписано в печать 20.08.81.  
Усл. печ. л. 5,0

T-22756

Формат 60×90<sup>1</sup>/<sub>2</sub>.  
Уч.-изд. л. 7,5  
Заказ 378

Адрес редакции: 103012, Москва, 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 издательств, полиграфии и книжной торговли  
г. Подольск, ул. Кирова, д. 25

## Расчетный чек сберегательной кассы



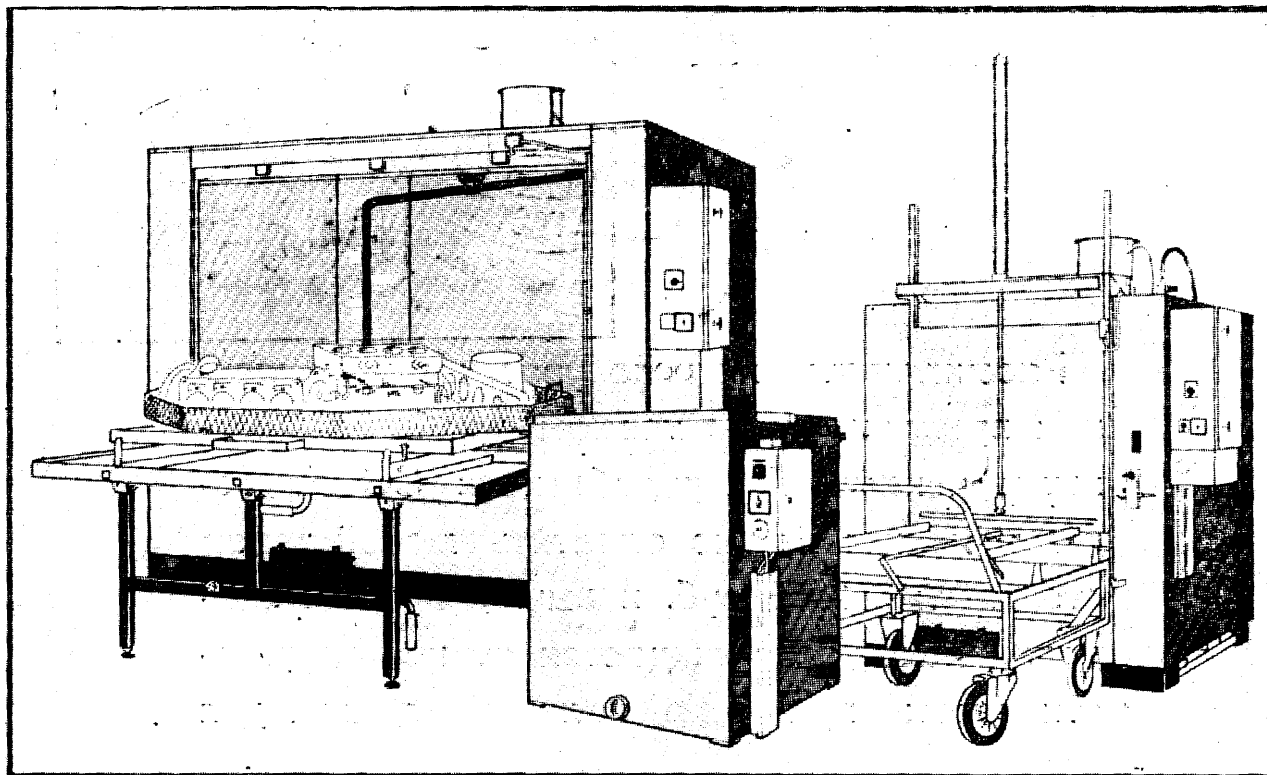
Рассчитываться за покупаемые в магазинах промышленные товары удобно расчетными чеками Гострудсберкасс СССР. Такими чеками можно оплатить любой товар стоимостью 200 руб. и выше, причем владелец чека освобождается от необходимости иметь при себе наличные деньги для покупки товара.

Расчетный чек является именованным денежным документом. Он может быть выдан сберегательной кассой на сумму от 200 до 10 000 руб. за счет средств, хранящихся на счете по вкладу или внесенных в сберкассу наличными деньгами.

Расчетный чек может быть предъявлен для оплаты товара в магазин любого города или района страны, независимо от места его выдачи. Он действителен в течение двух месяцев.

Если по каким-либо причинам в установленный срок чек не будет использован, то он должен быть предъявлен в центральную сберегательную кассу города или района, где он был выдан. В таких случаях сумма чека, по желанию владельца, зачисляется во вклад или выплачивается наличными деньгами.

**ПРАВЛЕНИЕ ГОСТРУДСБЕРКАСС СССР**



## ЭФФЕКТИВНОСТЬ И БЕЗОПАСНОСТЬ ПРИ МОЙКЕ ЗНАЧИТЕЛЬНО ЗАГРЯЗНЕННЫХ ДЕТАЛЕЙ АВТОМОБИЛЕЙ

**Финская промышленная моечная машина ТЕЙË обеспечивает  
эффективную очистку сильно загрязненных деталей**

Моечные машины ТЕЙË финского производства пользуются популярностью автомастерских Европы благодаря простой и надежной конструкции, высокой эффективности и экономичности. Если при ручной промывке деталей бензином и другими растворителями с помощью кисти требуются десятки минут работы в опасных для здоровья людей условиях, то в закрытых промывочных камерах ТЕЙË детали очищаются водорастворимой жидкостью в течение нескольких минут.

Моечные машины ТЕЙË выпускают пяти стандартных размеров. Они успешно используются в автомастерских грузовых автомобилей и автобусов для обезжиривания и очистки двигателей и его деталей, коробки передач, а также для промывки и подготовки поверхности деталей к дальнейшей обработке, например, окрашиванию.

Общие для всех типов моечных машин характеристики следующие:

- правильное сочетание химического и механического воздействия;

- содержание 97—99% воды в промывочной жидкости температурой 353 К;
- небольшой расход жидкости, малые затраты электроэнергии или пара для ее нагрева;
- закрытая система, предотвращающая загрязнение воздуха;
- невысокий уровень шума, хорошая звуко- и теплоизоляция;
- высокая эффективность за счет установки вращающейся трубки, впрыскивающей жидкость;

Моечные машины ТЕЙË моют быстро и безопасно, их применение экономически выгодно. Производство моечных машин ТЕЙË полностью основано на финской технологии и проектировании. Кроме предназначенных для обыкновенной промывки и обезжиривания однофазных моечных машин выпускаются также моечные машины многофазные и туннельного типа для металлообрабатывающей промышленности.

А/О Финнмекане 25570 ТЕЙË тел.: / +358-24-/66551, телекс: 6822 fimex sf

Дальнейшая информация от финско-советской торговой палаты:

**Москва**

Покровский бульвар, 4/17, кв. 2, тел.:  
294-20-32, телекс: 413406

**Ленинград**

ул. Нахимова, д. 7, кв. 42,  
тел.: 306-33-71, телекс: 121536

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

Запросы на проспекты и каталоги следует направлять по адресу: 113461 Москва, Каховка, 31, корп. 2, В/О «Внешторгкларма», фирма «Импорекларма».

Ссылаться на № 3707—81/133—12/233.