

# АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ



4 / 1987

## СОДЕРЖАНИЕ

Первые уроки государственной приемки . . . . .	1
<b>ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА</b>	
В. И. Пашков — Улучшение использования основных фондов в отрасли . . . . .	3
В. Ю. Фадеев — Внутриотраслевой подряд при реконструкции и строительстве . . . . .	4
<b>ДВИГАТЕЛИ</b>	
Л. М. Бурштейн — Трение и смазывание пары «поршневое кольцо-цилиндр» ДВС. Проблемы и перспективы . . . . .	6
А. В. Костров, А. Р. Макаров, С. В. Смирнов — Особенности конструкции поршня бензиновых ДВС . . . . .	8
Ю. И. Гордеев, А. А. Папин, Г. И. Сапрунов, А. А. Филатов, А. А. Шейпак — Повышение КПД насосов системы охлаждения . . . . .	10
И. Г. Рузаев, В. К. Рыбаков — Фильтрующие элементы из нетканых материалов . . . . .	11
<b>АВТОМОБИЛИ</b>	
И. И. Лифшиц, Г. И. Лифшиц — Автоматические трансмиссии . . . . .	13
А. Л. Эйдельман, Е. М. Шифрин, В. В. Аверкиев — Исследование несущих конструкций автомобилей-самосвалов на масштабных моделях . . . . .	15
П. Д. Павленко, Ю. Н. Петер, Е. Б. Козлова — Для оптимизации прочности и металлоемкости подвески . . . . .	16
Е. И. Прочко, В. Ф. Родионов — Развитие конструкции автомобиля за 100 лет . . . . .	17
<b>АВТОМОБИЛЬНЫЕ ЭЛЕКТРОНИКА, ОБОРУДОВАНИЕ, ПРИБОРЫ</b>	
Н. А. Сидоров, В. В. Вовк, А. В. Вовк, В. В. Геращенко — Методика синтеза АСУ транспортным средством . . . . .	18
С. Г. Пустельниксв, А. Л. Румянцева, В. И. Чепланов — Бесконтактные электронные системы зажигания новых моделей легковых автомобилей . . . . .	19
<b>АВТОТЕХОБСЛУЖИВАНИЕ</b>	
Ю. И. Цинский — Проблема качества автосервиса: сущность и пути решения . . . . .	21
Л. А. Кочегов, В. И. Суковицин, В. Н. Зотов — Режимы сервисного обслуживания и безопасность автомобилей индивидуального пользования . . . . .	22
Н. В. Вепринцев, В. В. Геращенко, А. Г. Быховский — Устройство для регулирования режима холостого хода . . . . .	23
В. Б. Пичугин, Л. Н. Луков, А. П. Гусаров, А. Н. Семенихин, В. М. Леоненков — Карбюратор-смеситель К-126С. Конструкция и регулировка . . . . .	24
<b>ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ</b>	
В. С. Дрижов, А. И. Степанов, М. В. Мельников, А. И. Иванов — Эффективный путь повышения коэффициента использования металла . . . . .	25
В. Ф. Шкалев — Новые машины для испытаний подшипников качения . . . . .	26
А. М. Авдеев — Диагностика подшипниковых узлов . . . . .	27
<b>ТЕХНОЛОГИЯ, МАТЕРИАЛЫ</b>	
А. Н. Митькин, Ю. А. Митькин, А. М. Соколов — Холодное выдавливание вместо обработки резанием . . . . .	28
Ю. Ф. Чечекин, Ю. К. Королев, А. С. Шигарев — Новое в термообработке . . . . .	30
В. Г. Якухин, В. А. Ставров, А. Н. Жеребцов — Повышение стойкости резьбообразующего инструмента . . . . .	31
В. Д. Кальнер, С. А. Юрасов, В. В. Медведев, А. В. Сайкин — Чистота шихты и свойства конструкционной углеродистой стали . . . . .	33
<b>ИНФОРМАЦИЯ</b>	
Представок Япония-86 . . . . .	35
Для нужд отрасли	
Пивинский, В. Т. Троицкий, В. Е. Чугунов — Тензометрическое устройство . . . . .	38
Ченко — Автоматизированные пресс-формы . . . . .	39
Для одновременной сварки двух линейных швов . . . . .	39
	40
<b>КРИТИКА И БИБЛИОГРАФИЯ</b>	
статей . . . . .	40

*конвейер Волжского автозавода имени 50-летия СССР*

ный редактор В. И. ОМЕЛЬЯНЧИК

ь главного редактора В. Н. ФИЛИМОНОВ

АКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

ерхий, Г. И. Бобряков, Л. К. Борисенко, А. В. Бутузов, идков, Л. А. Глейзер, М. А. Григорьев, Ю. К. Есеновский-А. С. Кобзев, А. В. Костров, О. М. Кузнецов, Ю. А. Купеев, ытыхин, Г. А. Маршалкин, А. Н. Нарбут, В. Н. Нарышкин, аков, И. П. Петренко, В. Д. Полетаев, З. Л. Сироткин, терман, Н. С. Ханин, С. Б. Чистозвонов, Е. В. Шатров, Н. Н. Яценко

асного Знамени издательство «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

# АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

ежемесячный  
научно-технический  
журнал

Издается с 1930 года  
Москва · Машиностроение.

4 / 1987

РЕШЕНИЯ XXVII СЪЕЗДА КПСС — В ЖИЗНЬ

УДК 658.562:629.113

## Первые уроки государственной приемки

**В** ПЕРВЫЕ дни января 1987 г. государственная приемка работала в полную силу на десятках предприятий нашей отрасли. С тех пор прошло не так уж и много времени, но оно для многих трудовых коллективов и их руководителей оказалось по-настоящему «горячим», заставило понять, что разговорами о перестройке, ее важнейшем элементе — резком повышении качества выпускаемой продукции, качества всей работы ограничиться нельзя. Нужны не слова, а конкретные дела. Этого требуют решения XXVII съезда нашей партии, январского (1987 г.) Пленума ЦК КПСС, коренные интересы советского народа, необходимость лучше и по-хозяйски распорядиться имеющимися ресурсами, укрепить трудовую и технологическую дисциплину, создать обстановку нетерпимости к бракоделам.

При подготовке к госприемке большая часть объединений и предприятий отрасли проделала значительную работу. Например, на ЗИЛе, ГПЗ-3 и Куйбышевском заводе автотракторного электрооборудования имени А. М. Тарасова эта система в опытном порядке начала внедряться в 1986 г. Здесь подобрали кадры госприемки; провели необходимую разъяснительную работу в трудовых коллективах; разработали заново или обновили нормативную, конструкторскую и технологическую документацию, привели ее в соответствие с ГОСТами и отраслевыми стандартами; развернули работу по совершенствованию технологических процессов, аттестацию рабочих мест. На ВАЗе, где, если судить по прежним меркам, качество продукции особых нареканий не вызывало, тем не менее в подготовительный период пошли на создание отдела ведомственного надзора за качеством продукции — с тем, чтобы выявить все отклонения в исполнительской и технологической дисциплине. И отдел успешно справился с задачей. В качестве примера можно привести такой факт. В последнюю пятницу ноября 1986 г., т. е. в период, когда, как говорится, каждая секунда работает на план, специалисты отдела, обнаружив дефекты на автомобилях ВАЗ-2108, остановили их сдачу из одного цеха в другой. И до тех пор, пока дефекты не были устранены (а это случилось поздно вечером в субботу), своего решения не отменили.

Значительный опыт работы с госприемкой, позволивший к началу ее официальной работы заметно повысить качество выпускаемых изделий, накопили также и многие другие предприятия, в частности, предприятия, входящие в состав Владимирского производственного объединения «Автоприбор».

Но можно, к сожалению, привести и примеры другого

рода. Многие руководители с нескрываемой озабоченностью ожидали госприемки, но для того чтобы встретить ее подготовленно, делали не все. Например, на РАФе пересмотр нормативно-технической документации было запланировано закончить в первом квартале 1987 г. На МАЗе, ГАЗе, ЯМЗ медленно осуществлялся расчет трудоемкости контрольных операций и, соответственно, не было основы для правильного, необходимого по условиям производства укомплектования служб технического контроля. Много недоработок было и на других предприятиях, причем недоработок, главным образом, организационных.

Так, проверки, проведенными в четвертом квартале 1986 г., было выявлено, что до 15% обследованных технологических процессов выполняются с отклонениями от требований нормативно-технической документации, а по отдельным производствам (прессовое, кузовное, сборочное) этот показатель оказался еще выше. Что же касается процессов входного контроля, то они в большинстве случаев оказались просто неразработанными, и по большинству наименований комплектующих изделий и материалов контроль сводился к визуальному осмотру. Очень слабо привлекались к работе по подготовке к госприемке трудовые коллективы и принимались меры, повышающие их заинтересованность в резком повышении качества выпускаемой продукции, ответственности каждого работника за состояние дел. Скажем, несмотря на то, что с января 1987 г. предприятия отрасли должны были переходить не только на работу с госприемкой, но и в новых условиях хозяйствования, система материального стимулирования бригад фактически нацеливала их в первую очередь на выполнение объемных показателей (до 40% доплат), уже только потом — на качество (до 20% доплат). То же самое и в отношении возмещения ущерба, нанесенного бракоделами: например, за девять месяцев 1986 г. удержания с виновников за брак составили лишь 0,3—4% суммы нанесенного ими ущерба. Остальное же, как обычно, списывалось на себестоимость продукции. Более того, на некоторых предприятиях (ЛАЗ, ЛиАЗ, ГПЗ-1, ГПЗ-23 и др.) даже в условиях социалистического соревнования на XII пятилетку предусматривалось много второстепенных показателей, не нацеливающих трудовые коллективы на решение основной задачи — коренное повышение качества и технического уровня выпускаемых изделий. Профсоюзные комитеты мало уделяли внимания тому, чтобы привлечь к этому делу рационализаторов и изобретателей, всю научно-техническую общественность, а

также проблемам морального и материального поощрения за качество.

Все это, конечно, не могло не сказаться. Вот лишь несколько примеров, широко известных из периодической печати и телевизионных передач.

Получатели автомобилей-самосвалов ГАЗ-САЗ-3507 и САЗ-3502, выпускаемых Фрунзенским автооборудочным заводом, вынуждены были перед началом их эксплуатации заново проваривать все ответственные сварные швы и усиливать платформы кузовов дополнительными швеллерами, уголками, косынками. И причина одна — на заводе не соблюдались технологические процессы, значительная часть (если не большинство) деталей выполнялась с нарушениями требований конструкторской документации. Аналогичные недоработки были характерны и для ряда других изделий отрасли — легковых автомобилей АЗЛК, сельскохозяйственных автопоездов Кутанского автозавода имени Г. К. Орджоникидзе, мопедов Львовского мотозавода и Рижского мотозавода «Саркана Звайгзне», киевских и ирбитских мотоциклов и т. д.

Поэтому озабоченность, которую высказывали многие руководители в связи с предстоящим началом работы органов госприемки на их предприятия, как видим, имела основания. И надо сказать, что большинство из них довольно быстро сумели от слов перейти к делу, учли и минусы фактотативной (началась в октябре 1986 г.) и пробной (30%-ная, начавшаяся в ноябре) приемки, организовать, опираясь на партийные, профсоюзные и комсомольские организации, работу трудовых коллективов по устранению наиболее существенных недостатков, влияющих на качество продукции. На этих предприятиях, во-первых, сама оценка качества со стороны соответствующих заводских служб стала вестись по новым, более жестким нормам; во-вторых, причины низкого качества изделий все реже стали связывать с внешними факторами — недобросовестностью и недоработками поставщиков комплектующих и материалов, а начали вводить 100%-ный входной контроль; в-третьих, более энергично занялись выводом устаревшего, не обеспечивающего выпуск деталей по чертежу оборудования и его модернизацией или заменой на более прогрессивное; в-четвертых, приняли меры по активизации творческой активности инженерно-технических работников и всех трудовых коллективов, ее направлению на решение проблем качества и технического уровня как выпускаемой продукции, так и самого производства; в-пятых, были отработаны и апробированы критерии и способы оценки (по баллам) качества готовых изделий (автомобилей); в-шестых, внедряется новая система материального поощрения за высокое качество (на ЗИЛе и Калужском заводе автомотоэлектрооборудования имени 60-летия Октября, к примеру, премия за качество может составлять от 10 до 100% заработной платы рабочего).

Эти и другие принятые меры позволили достичь многого. В частности, еще до начала государственной приемки устранить наиболее часто повторяющиеся дефекты массовых изделий, выпускаемых отраслью. Например, на автомобилях ВАЗ — отказы стартеров, генераторов и дефекты монтажных блоков; на автомобилях АЗЛК — шумность и низкую надежность редуктора заднего моста; на КамАЗах — ненадежную работу ведущих мостов и полуосей; на изделиях мотовелотехники — дефекты, связанные с нарушениями технологической дисциплины.

Аналогичные результаты были получены, можно сказать, на большинстве заводов. Кроме того, повсеместно оградилась и сама технология взаимодействия с представителями госприемки.

Таким образом, государственная приемка, еще, по существу, не приступив к работе официально, уже стала давать определенные результаты. Главный из них состоял в том, что в трудовых коллективах пробудились интерес и забота о качестве, что работники всех уровней поняли: чтобы его довести до требуемого времени уровня, нужно отказаться от многого, ставшего привычным, перестроить свою работу всем и каждому — хозяйственным руководителям, партийным, профсоюзным и комсомольским организациям, трудовым коллективам. И прежде всего — в области технического перевооружения производства, в том числе за счет развития собственного станкостроения.

Но, как и следовало ожидать (дело — новое!), уже в первые недели работы госприемки выявилось не только все положительное (например, к ней довольно хорошо подготовились такие предприятия, как ЗИЛ, ГПЗ-3, Куйбышевский АТЭ и др.), но и много недоработок. Так, на Минском автозаводе, где еще в ноябре 1986 г. вневедомственная приемка с первого предъявления пропустила менее половины автомобилей, полностью перестроить свою работу не смогли. Как

писала «Правда», здесь понадеялись на то, что в конце месяца представители госприемки вынуждены будут снизить требования, и поэтому в последние дни января 1987 г. предъявили более 70% автомобилей. Неблагополучное положение сложилось в январе на Кутанском автозаводе имени Г. К. Орджоникидзе, Ликинском и Павловском имени А. А. Жданова автобусных заводах, троллейбусном заводе имени Урицкого и ГПЗ-8: здесь за первые 10 дней января представители госприемки признали годными не более 30% предъявленной продукции. Более того, на том же ЛиАЗе долго не могли наладить деловых взаимоотношений с представителями госприемки. Все это говорит о том, что многим руководителям, работникам ОТК и тем, кто работает непосредственно у станка, пока еще не удалось отрешиться от привычного настроя на количество, вал, привыкнуть работать на главное — качество. Кое-где пока не поняли, что государственная приемка не сводится к созданию дополнительного контролирующего звена, она — не дублер ОТК, чья работа является частью технологического процесса, а система, мощное средство совершенствования технического уровня и качества продукции, всей экономической и производственной работы.

Первые итоги (и вытекающие из них уроки) работы десятков предприятий отрасли в условиях госприемки позволяют уже сейчас наметить и реализовать конкретные мероприятия по устранению выявившихся недостатков.

Так, теперь уже ясно: дальше нельзя мириться с тем, что требования нормативно-справочной документации на некоторых заводах пока еще не соответствуют мировому уровню. И если на первых порах представители госприемки проверяют параметры выпускаемых изделий на соответствие той документации, которая есть сейчас (т. е. фактическое соблюдение технологической дисциплины), то скоро положение изменится, так как качество — гораздо более широкое понятие, важнейшим элементом которого является не только технологический уровень, но и техническое совершенство изделий.

Второе. Неотложной стала задача повышения качества работы заводских отделов и цеховых бюро технического контроля, работники которых должны стать заслоном для брака во всех звеньях технологических цепочек. И не просто за счет своей требовательности, но и за счет хорошей подготовки, знания технологии, оснащенности контрольно-измерительной аппаратурой и инструментом. Поэтому ОТК и БЦК следует возможно быстрее укомплектовать высококвалифицированными кадрами, необходимым оборудованием, увязать оплату их труда с качеством продукции.

Третье. Одной из важнейших причин плохого качества выпускаемой продукции является применение устаревшего оборудования, особенно на финишных операциях, а также недоиспользование возможностей оборудования прогрессивного. По этой причине, к примеру, очень много претензий предъявляется к изделиям Ярославского моторного завода, Костромского завода «Мотордеталь», Шауляйского велосипедно-моторного завода «Вайрас» и др. В связи с этим реконструкция и техническое перевооружение становятся «гвоздем» проблемы. Но огромный резерв — повышение сменности работы современного оборудования, резерв, ввод в действие которого требует лишь организационных мероприятий.

Четвертое. Первые недели и месяцы работы госприемки выявили также, что на качестве проверяемых изделий во многом сказывается недостаточная квалификация, а порой и просто нехватка специалистов-наладчиков современного высокопроизводительного и высокоточного оборудования. Многим работникам недостает также знания новых условий хозяйствования. Наладить обучение по всем этим направлениям — значит, во многом решить проблему качества. Каждый, где бы он ни трудился, обязан не только сдавать продукцию без единого дефекта, но и четко представлять технические и экономические последствия выпуска брака, отступлений от ГОСТов, отраслевых стандартов, чертежа. Большую роль здесь могут и должны сыграть группы качества, поэтому их организацию нужно завершить возможно быстрее.

Наконец, пятое. Нормой жизни нашего общества все больше становятся широкая гласность и углубление демократизации общественных и производственных отношений. Они должны стать важнейшим средством и в отношении качества.

Госприемка только еще делает первые шаги. Но она уже показала свою силу, помогла многим предприятиям выявить резервы повышения качества — этого зеркала работы трудовых коллективов, доказав тем самым, что она — важнейшее государственное дело. Поэтому и относиться к ней надо по-государственному — всем и каждому в отдельности.



## Улучшение использования основных фондов в отрасли

**В. И. ПАШКОВ****Минавтопром**

**О**ДНИМ из важнейших резервов эффективности общественного производства является повышение уровня использования основных промышленно-производственных фондов. Это — закон политэкономии. Однако для последних лет характерна тенденция снижения фондоотдачи: темпы роста основных промышленно-производственных фондов в эти годы превышал, как отмечалось на XXVII съезде КПСС, темпы роста общего объема выпускаемой продукции.

Так, в 1984 г. в машиностроении и металлообработке их рост составил, по сравнению с 1980 г., 34%, тогда как рост общего объема продукции — только 26%.

Не было исключением в этом смысле и автомобилестроение. Например, за годы XI пятилетки стоимость основных промышленно-производственных фондов отрасли возросла более чем в 1,4 раза; в то же время фондоотдача (выпуск валовой продукции на рубль этих фондов) вот уже в течение длительного периода имеет устойчивую тенденцию к снижению.

Чтобы внести перелом в динамику показателя фондоотдачи, т. е. сначала стабилизировать, а затем обеспечить его рост; как того требуют решения XXVII съезда партии, необходимо глубоко изучить причины, особенности и закономерности, влияющие на уровень использования основных промышленно-производственных фондов, проанализировать тенденции изменения фондоотдачи и ряда других показателей, отражающих уровень использования этих фондов. Наибольшие возможности для этого дают математические модели, достаточно полно отражающие сущность явлений производственно-хозяйственной деятельности. Об этом говорит в том числе и отраслевой опыт.

Например, математическая обработка фактических отчетных данных по отрасли позволила получить картину изменения стоимости основных промышленно-производственных фондов и фондоотдачи в 1970—1984 гг., а на ее основе — прогнозировать изменение этих показателей на 1985—1988 гг. (Прогнозирование осуществлялось на ЭВМ ЕС 1033 методом гармонических весов, обеспечивающим преимущественное влияние более поздних наблюдений, и по программе статистического анализа парной зависимости.) Как показал анализ отчетных данных за 1985 г., точность прогноза оказалась достаточно высокой: фактическая фондоотдача пришлась на середину доверительного интервала прогноза (от 0,9157 до 0,9632), фактическая стоимость основных промышленно-производственных фондов превысила верхнюю доверительную границу всего лишь на 1%. Таким образом, разработанная модель вполне пригодна для практического использования, однако полученные по ней данные должны, очевидно, ежегодно уточняться по фактическим отчетным данным.

Такова, так сказать, методологическая сторона проблемы. Что касается ее практической стороны, то анализ показывает: если в XII пятилетке темпы наращивания основных промышленно-производственных фондов отрасли, а также сложившиеся условия, принципы и особенности их использования сохраняются на том же уровне, что и в предыдущие годы, то тенденции снижения фондоотдачи сохранятся и в первые годы пятилетки. Чтобы ослабить ее, а затем и обеспечить рост фондоотдачи, необходимы решительное корректирование условий протекания процесса производства, разработка и реализация мероприятий по основным направлениям повышения фондоотдачи.

К таким мероприятиям в первую очередь нужно отнести мероприятия организационно-экономические: они могут дать ощутимый эффект в короткие сроки и, как правило, не требуют крупных трудовых, материальных и финансовых затрат. В этом смысле большого внимания заслуживает опыт Ленин-

градской области по переводу производственных объединений и предприятий на работу в две-три смены: такой переход позволяет более полно загрузить оборудование, вывести устаревшее и излишнее, не ведет к росту численности работающих. План реализации такого мероприятия, т. е. перехода объединений и предприятий на двух-трехсменный режим работы, создан и в отрасли. Он уже осуществляется, что позволит, по расчетам, довести коэффициент сменности оборудования в основном производстве до 1,7, во вспомогательном — до 1,5, а работу станков с ЧПУ и другого современного высокопроизводительного оборудования организовать в трехсменном и непрерывном режимах.

Но переход на двух-трехсменную работу — не очередная кампания. Его не осуществить без тщательной подготовки и прежде всего — без инвентаризации, аттестации, рационализации и планирования рабочих мест, составления хорошо продуманных перечней и графиков выбытия излишнего оборудования, пересмотра проектов реконструкции и технического перевооружения предприятий с целью совершенствования технологических процессов, широкого внедрения прогрессивных форм организации и стимулирования труда. В этом убеждает опыт объединений и предприятий, начавших работу в соответствии с отраслевым организационным планом. И в первую очередь опыт положительный.

Так, производственные объединения «ЗИЛ» и «ГАЗ», хорошо и своевременно выполнив всю эту подготовительную работу, принимают конкретные меры по сокращению строительства новых объектов в XII и XIII пятилетках; есть такие предложения и в объединениях «БелавтоМАЗ», «УралАЗ», «АвтоУАЗ». В производственном объединении «АвтоЗАЗ» за счет внедрения двух-трехсменной работы будет совершенствоваться организация труда ремонтных служб и вспомогательных цехов, намечено высвободить 340 ед. оборудования. На Ленинградском карбюраторно-арматурном заводе имени Куйбышева за счет высвобождения устаревшего оборудования нормативный коэффициент сменности 1,7 будет достигнут уже в 1987 г. На заводах Главподшипника в течение XII пятилетки запланировано списать устаревшего металлообрабатывающего оборудования 17 тыс. ед., кузнечно-прессового — 1940 ед., а долю капитальных вложений на техническое перевооружение довести до 79%. Средства, высвободившиеся в результате расширения применения двух-трехсменного режима работы, все объединения и предприятия направляют на развитие инструментального производства, собственного станкостроения, изготовление товаров народного потребления, решение проблем социального развития.

Немалые возможности для улучшения использования основных промышленно-производственных фондов может дать совершенствование структуры управления. В отрасли оно уже стало практически двухзвенным, т. е. здесь произошел рост степени организационно-хозяйственной концентрации производства.

Раньше она шла и на уровне производственных объединений. Однако в последнем случае подходить к ней нужно осторожно. Дело в том, что практика показала: идентичные по качественным показателям объединения при разных уровнях сосредоточения их производительных сил имеют различные результаты производственно-хозяйственной деятельности, в том числе и с точки зрения эффективности использования основных промышленно-производственных фондов. Отсюда напрашивается вывод: нужно уметь правильно определять границы организационно-хозяйственной концентрации объединений, их оптимальные размеры, т. е. те, при которых обеспечиваются наиболее высокие результаты их экономической деятельности. Один из них — уровень использования основных промышленно-производственных фондов.

Но на практике размеры автомобилестроительных производственных объединений неуклонно растут. Самое крупное из них (без учета ПО «АвтоВАЗ») в 1976 г. имело основные фонды, стоимость которых составляла 1,1 млрд. руб., в 1984 г. — уже свыше 4 млрд. руб., т. е. она возросла в 3,6 раза. Чтобы оценить влияние такого резкого роста организационно-хозяйственной концентрации на уровень использования основных фондов (и, что не менее важно, обосновать выбор стратегических направлений развития производства автотранспортных средств), рассмотрим зависимости изменения фондоотдачи и расходов на эксплуатацию оборудования от стоимости основных фондов, сосредоточенных в производственном объединении. (Эти зависимости получены в результате математической обработки фактических отчетных данных о производственно-хозяйственной деятельности автомобилестроительных объединений в 1976—1985 гг. В исследуемую выборку были включены данные малых, средних и крупных объединений, специализированных на производстве однотипной продукции: грузовых автомобилей, автобусов, прицепов, автопогрузчиков. Для обеспечения репрезентативности выборки они формировались по данным за два года; их обработка осуществлялась по программе статистического анализа парной зависимости технико-экономических показателей и процессов.)

Анализ первой из названных зависимостей подтвердил, что, как упоминалось выше, фондоотдача в объединениях год от года уменьшается. Но он же показал: чем большей стоимостью основных фондов обладает объединение, тем меньшей фондоотдачей характеризуется его производственная деятельность. Это означает, что накопление средств производства в пределах одного производственного объединения на настоящем этапе развития отрасли не ведет к повышению эффективности их использования, если их техническая основа существенно не изменяется.

Из второй зависимости следует: чем больше стоимость таких основных фондов, тем больше и расходы на их эксплуатацию. Особенно ощутимый рост расходов наблюдается после того, как эта стоимость превысит 600—800 млн. руб.

Рассмотренные зависимости позволяют сформулировать рекомендации по выбору рациональных размеров объединения, если за цель выбора принять обеспечение наиболее экономичных показателей использования основных фондов по фондоотдаче и уровню расходов на эксплуатацию оборудования. Они просты: размер объединения по стоимости основных промышленно-производственных фондов не должен превышать 700—800 млн. руб.; рекомендация по нижнему пределу размера объединения, полученная на основании исследования изменений прибыли и ее удельных значений в зависимости от степени накопления основных фондов в пределах одного объединения, свидетельствует: нижний предел размера следует принимать равным 150—200 млн. руб.

Эти рекомендации целесообразно рассматривать как основу совершенствования организационно-хозяйственной концентрации производственных объединений отрасли с целью наиболее рационального использования их основных фондов. Работа может идти по трем направлениям: развитие малых объединений до рациональных размеров; оптимизация проектируемых и переформируемых действующих объединений; анализ состояния дел в крупных объединениях, выявление и устранение их лишних звеньев. Причем идти на научной основе, без «волевых» решений.

Возможности повышения фондоотдачи, конечно, не ограничиваются рассмотренным выше. Но то, что сказано, наиболее важно для тщательного анализа состояния основных промышленно-производственных фондов, организации работы по их сокращению и обновлению, а также повышению уровня использования в соответствии с требованиями новых условий хозяйствования.

УДК 69:658.589

## Внутриотраслевой подряд при реконструкции и строительстве

В. Ю. ФАДЕЕВ

Минавтопром

В ТЕКУЩЕЙ пятилетке основными задачами капитального строительства в стране, как и во всех отраслях народного хозяйства, становятся создание и ускоренное обновление основных фондов, предназначенных для развития общественного производства и решения социальных вопросов, кардинальное повышение эффективности строительного производства. Причем их решение сводится не только к увеличению масштабов капитальных вложений и строительно-монтажных работ, а прежде всего к изменению сущности инвестиционной политики, к иной ее качественной направленности, нацеленности на ускорение научно-технического прогресса.

В числе важнейших особенностей этой политики — концентрация капитальных вложений на решающих направлениях развития; ускоренное обновление основных производственных фондов; повышение выбытия устаревших основных фондов действующих предприятий почти в 2 раза; осуществление широкой программы технического перевооружения и реконструкции действующих предприятий; переход к планированию и сооружению объектов в строгом соответствии с установленными продолжительностями строительства.

Как показала практика, при реконструкции предприятий доля строительно-монтажных работ в общем объеме капитальных вложений достигает 60%. Однако анализ проектной документации показывает, что в смету затрат нередко включаются работы, ничего общего не имеющие с реконструкцией и техническим перевооружением и «съедающие» значительную часть выделенных средств. В результате реконструкция затягивается на годы, приводя к моральному старению технических решений, заложенных в проектах, необходимости корректировки проектной документации, а в конечном итоге — к потере главного показателя — сроков ввода мощностей. Благоприятствует этому и тот факт, что значительная часть общестроительных работ приходится выполнять, привлекая строительные и специализированные организации других министерств и ведомств, которые, как известно, идут на заключение такого рода договоров с не очень большим желанием.

Учитывая все это, министерство автомобильной промышленности с 1986 г. резко усилило работу по перестройке и укреплению существующих и созданию новых отраслевых строительно-монтажных организаций, и прежде всего — их

объединению во вновь организованной системе Главтехпереворужение.

В Главтехпереворужение вошли строительно-монтажные тресты «Центроавтомобильстроймонтаж» (Москва), «Автомобильстроймонтаж» (Минск), «Уралавтомобильстроймонтаж» (Челябинск), «Запорожавтомобильстроймонтаж» (Запорожье), «Ульяновскавтомобильстроймонтаж» (Ульяновск), Смоленский механический завод и Минский проектный институт «Автомобильпромпроект». Каждому тресту определены соответствующие зоны обслуживания предприятий отрасли по реконструкции, техническому перевооружению и строительству. Кроме того, в распоряжении наших производственных объединений сохраняются и развиваются тресты «АвтоВАЗремстроймонтаж», «ГАЗремстроймонтаж», «КамАЗремстроймонтаж», «Москвичремстроймонтаж», «Автодизельремстроймонтаж».

До настоящего времени тресты, вошедшие в состав Главка, занимались в основном работами, связанными с капитальным ремонтом зданий и сооружений и выполняемыми на «давальческих» материалах. Собственных баз строительной индустрии они фактически не имели, а их механовооруженность была крайне низкой; машины и механизмы, а также транспорт в большинстве своем изношенные, а ремонтной базы для их восстановления практически нет.

Так было, но так, к сожалению, пока еще во многом и остается, хотя коллективы трестов отрасли и ведут определенную работу по развитию технического прогресса в строительном производстве.

Так, в тресте «АвтоВАЗремстроймонтаж» за счет внедрения мероприятий оргтехплана, новой техники, рационализации и научной организации труда в уже минувшей пятилетке был получен экономический эффект в размере 1,7 млн. руб. Здесь, например, при работах, связанных с реконструкцией, применяются затирочные машины (на штукатурных работах и при устройстве полов), новые битумные установки с электроподогревом и шестеренчатыми насосами (при устройстве рулонных кровель), освоено вакуумный процесс укладки и обработки бетона. Введена в эксплуатацию первая очередь завода железобетонных конструкций (бетонно-растворное хозяйство), годовая мощность которого в 1987—1988 гг. достигнет 45 тыс. м<sup>3</sup> сборного железобетона. Организован капитальный

ремонт башенных кранов и транспорта методом пузлового капитального ремонта.

Но еще больше тресту предстоит сделать: освоить механизированные комплексы, осуществить комплексное обеспечение бригад средствами малой механизации и ручным инструментом.

Значительные успехи достигнуты в индустриализации строительства и трестом «ГАЗремстроймонтаж»: увеличены объемы работ по возведению панельных и панельно-каркасных зданий, расширилось применение крупноразмерных перегородок, санитарно-технических кабин заводского изготовления, столярных изделий полной заводской готовности и других прогрессивных конструкций (фундаментов на буронабивных сваях, пенообразующего утеплителя для стен, комплексных утепленных перегородок, пластмассовых труб и т. п.).

В тресте «Авторемстроймонтаж» завершаются работы по организации массового производства модулей-комплектов из легких металлических конструкций комплектной поставки для одноэтажных промышленных зданий. Совместно с институтом «Авторемпромпроект» разрабатываются новые полимерфосфогипсовые конструкции стен, изготавливаемые из отходов химического производства (ожидаемая экономия — 20% металла и до 25% — стоимости стеновых конструкций).

Отдельные тресты отрасли («Авторемстроймонтаж», «ГАЗремстроймонтаж») уже сейчас для изготовления изделий из монолитного железобетона применяют инвентарную щитовую опалубку, комплексно-механизированные технологии и новые химические пластифицирующие добавки.

В текущей пятилетке организации Главтехпереворужения занимаются не только техническим перевооружением предприятий, но и жилищным строительством, причем все шире применяют в этом деле методы индустриального монолитного домостроения. И это понятно: такие методы незаменимы для регионов со сложными геологическими и сейсмическими условиями и там, где нет мощностей для полносборного домостроения. По большинству технико-экономических показателей они дешевле, чем строительство из кирпича, а иногда — и из крупных панелей. Например, единовременные затраты на создание производственной базы здесь на 35% меньше, чем в кирпичном, на 40—45% — чем в крупнопанельном строительстве; экономится сталь и при изготовлении опалубки, снижаются общие трудозатраты, а продолжительность строительства на 10—25% меньше, чем в кирпичном.

Поэтому Минавтопромом и принято решение о строительстве сборно-монолитных жилых домов в ряде городов (Сочи, Черенцаван и др.) Крупнощитовую опалубку для этих целей будут изготавливать сами организации Главтехпереворужения.

У нас в стране есть немало положительных примеров организации строительного производства в условиях реконструкции. Есть такой опыт и в отрасли. Все это позволило разработать «Методические рекомендации по эффективным методам организации строительного производства в условиях реконструкции». Они помогут еще на предпроектной стадии тщательно изучить каждый из реконструируемых объектов и выбрать именно тот метод реконструкции, который в наибольшей степени соответствует особенностям предприятия. В соответствии с ними основными вариантами реконструкции могут быть: без остановки цеха; с временным выносом части технологического оборудования в другие помещения; с полной остановкой цеха и компенсацией возникших в связи с этим недопоставок продукции другим предприятиям и цехам за счет увеличения ее выпуска другими цехами.

Наиболее привлекателен, конечно, первый вариант, тем более что в отрасли опыт его применения есть. Например, без прекращения выпуска промышленной продукции реконструированы объекты Харьковского велосипедного завода имени Г. И. Петровского, в частности, корпус № 3. При этом проект реконструкции, выполненный институтом «Авторемпромпроект», содержал довольно оригинальное техническое решение: существующее здание обустраивалось по-новому, в нем одновременно монтировали автоматические линии для нанесения гальванических покрытий и изготовления ободьев колес. И все это делалось в условиях, когда строительные и монтажные работы приходилось вести при других действующих корпусах, сильно разветвленных наружных системах вентиляции, подземных инженерных сетях, эстакадах и площадках, интенсивном движении внутризаводского транспорта, ограниченных площадях для установки грузоподъемных машин и практически полном отсутствии площадок для складирования строительных конструкций и материалов.

Успеху реконструкции во многом способствовало то, что здесь лучше, чем обычно, удалось обеспечить согласованные действия трех заинтересованных исполнителей: проектировщиков, строителей и предприятия-заказчика.

Но опыт реконструкции Харьковского велозавода выявил и

недостатки. В частности, он лишний раз доказал, что существующая структура строительных организаций и система управления ими не отвечают требованиям дня. В частности, многочисленность подрядных организаций, каждая из которых выполняет небольшой объем работ, препятствует решению таких важных вопросов, как достижение необходимого уровня механизации строительного-монтажных операций, материально-технического обеспечения и производственно-технической комплектации объектов строительства, создание баз подсобно-вспомогательного производства, применение прогрессивных строительных конструкций и материалов и др.

Сейчас нужно не много, но крупных подрядчиков. Именно такие организации способны сокращать сроки и стоимость строительства, экономить основные строительные материалы и энергоресурсы, осваивать передовые методы возведения зданий и сооружений, повысить эффективность использования строительной техники, снизить затраты ручного труда, совершенствовать работу транспорта, внедрить прогрессивные оснастку, приспособления, строительные инструменты, новые материалы и конструкции и т. д. Именно они могут более успешно наращивать объемы строительно-монтажных работ, в первую очередь, по реконструкции и техническому перевооружению предприятий Минавтопрома, строительству жилья и объектов соцкультбыта.

В XII пятилетке будут развиваться работы, активно влияющие на научно-технический прогресс отрасли (монтаж высокопроизводительного автоматизированного оборудования, линий и комплексов, крупных прессов, обрабатывающих центров, станков с ЧПУ и командоконтроллерами, автоматизированных сварочных, окрасочных и гальванических линий, оборудования для механизации и автоматизации сборочного производства и т. п.); увеличиваться мощности подрядных строительных и ремонтно-строительных организаций; совершенствоваться их технологическая специализация, специализации по видам работ и назначению объектов в управлениях, входящих в состав строительных трестов; строительные организации получают современные строительные машины, механизмы, средства малой механизации и др. Будут также осваиваться способы хозяйственного строительства, развиваться кооперирование трестов в обеспечении строительства конструкциями и изделиями собственного производства, создаваться и развиваться сети подсобно-вспомогательного производства с использованием конструкций и изделий предприятий строительной индустрии на местах дислокации строительных организаций и в зонах их деятельности, перестраиваться действующая в отрасли система материально-технического снабжения строительства (выделение фондов на материально-технические ресурсы непосредственно подрядным строительным и ремонтно-строительным трестам и отдельным управлениям). На новых принципах будет строиться также научное и конструкторско-технологическое обеспечение строительного производства, изучение и использование передового отечественного и зарубежного опыта. Дальнейшее развитие получит система подготовки и повышения квалификации кадров основных строительных специальностей и специалистов по монтажу современного технологического оборудования.

Для решения всех этих задач необходимо резко расширить сеть производственных баз отраслевой строительной индустрии. И здесь потребуются помощь со стороны тех заводов, которые данные базы будут строить, реконструировать и перевооружать. Заводы должны поступать так, как делает Брянский автозавод по отношению к Брянскому строительному управлению, который принял самое активное участие в строительстве производственной базы этого управления. А не так, как поступают некоторые руководители других предприятий. Например, руководители Мелитопольского завода «Автоцветлит» (директор В. П. Шелестов) и Мелитопольского моторного завода (директор В. П. Тимошенко), которые считают, что строительная база хотя и нужна, но заниматься ею должен кто-то другой.

Большую роль в развитии отраслевой строительной индустрии призван сыграть Минский проектный институт «Авторемпромпроект», который разрабатывает схему развития и выполняет генеральное проектирование производственных баз для строительных организаций отрасли. Именно его коллективу нужно изучать и, главное, внедрять в практику все новое и передовое, что достигнуто наукой, техникой и опытом строительства: типовые технологические карты, прогрессивные формы и методы труда, прогрессивные проекты строительства, а на особо сложных объектах — проекты производства работ.

Как видим, задачи перед строительными организациями Главтехпереворужения на XII пятилетку стоят большие, и решать их нужно совместными усилиями руководства заводов, трестов и управлений главка.

УДК 621.43.242.3:621.8-91

## Трение и смазывание пары «поршневое кольцо — цилиндр» ДВС. Проблемы и перспективы

Канд. техн. наук Л. М. БУРШТЕЙН

Одесский конструкторско-технологический институт по поршневым кольцам

**П**РАКТИКА давно уже доказала, что срок службы дизелей и их топливная экономичность во многом определяются конструкцией и качеством изготовления поршневых колец, а также условиями их смазывания. Поэтому работа по всем этим направлениям ведется постоянно. Но сейчас уже стало ясно, что одно из еще недавно считавшихся главными направлений — улучшение показателей поршневых колец за счет повышения их уплотнительных и маслосбрасывающих функций — уже себя исчерпало, поскольку ведет к недопустимому снижению количества смазки в зоне трущихся поверхностей, росту потерь на трение, увеличению изнашивания колец и сокращению срока их службы. Нужны другие направления и пути и в первую очередь — оптимизация тех конструктивных параметров колец, которые обеспечивают наилучшие показатели ДВС в отношении трения, смазывания, изнашивания, расходов масла и топлива, долговечности.

Рассмотрим некоторые из этих направлений, а точнее, трение и смазывание колец, так как все другие перечисленные показатели с ними связаны и от них зависят.

Работы, проведенные в последние десятилетия в СССР, ГДР, ФРГ, Японии и других странах, показывают, что в механических потерях дизелей потери на трение составляют около 90%, причем на цилиндропоршневую группу приходится 75% из них. В свою очередь, главная роль среди потерь в цилиндропоршневой группе принадлежит поршневым кольцам: на них падает около 80%. В итоге вклад поршневых колец в механические потери двигателя составляет около 45%. Поэтому с такими потерями борются всеми доступными средствами. Например, уменьшают число колец с трех до двух, благодаря чему потери на трение снижаются примерно на 5%; уменьшают площадь их контакта с гильзой; применяют материалы с невысоким коэффициентом трения и т. д. Иными словами, уже при конструировании кольца стараются сделать выгодным с точки зрения потерь на трение.

Большую роль в этом деле играют также методы расчета сил трения колец, основанные на гидродинамической теории: на ее базе определяют мгновенные толщины масляного слоя между трущимися поверхностями кольца и гильзы, а затем — мгновенные значения сил трения, среднетаковые и общие потери мощности на трение колец в ДВС. Результаты таких расчетов дают качественные зависимости сил трения от температуры масла, его вязкости и скорости движения. Однако в количественном отношении расчетные величины, например, тех же сил трения, оказываются примерно в 2 раза меньше реально наблюдаемых и, следовательно, могут использоваться лишь для сравнительных оценок показателей трения колец.

Но и такие оценки, безусловно, нужны. Они, в частности, показывают, что кольцо с бочкообразной формой профиля — самое выгодное с точки зрения потерь на трение: при таких кольцах эти потери составляют в среднем 0,072 кВт, тогда как в случае колец с другими профилями рабочей поверхности — от 0,22 до 0,32 кВт.

Результаты расчета сил трения ( $F_{тр}$ ) компрессионных колец с обобщенным заданием профиля рабочей поверхности в виде двух состыкованных парабол с произвольным показателем степени (дизель 4С10,5/12) приведены на рис. 1. Из него видно, что эти силы почти не зависят от размеров смоченного участка кольца (для асимметричного и симметричного профилей кольца эти силы примерно равны). Зависимость же результатов от величины стрелки прогиба профиля кольца — довольно заметная.

Для определения потерь мощности на трение комплекта колец дизеля, очевидно, необходимо учитывать потери как на компрессионных, так и на маслосъемных кольцах. Однако вклад последних изучен недостаточно, причем имеющиеся данные разрозненны и противоречивы. Так, одни исследователи утверждают, что сила трения трех компрессионных колец существенно больше силы трения одного маслосъемного кольца, так как поверхность трения у последнего в 3 раза меньше. Однако другие считают, что так как у маслосъемных колец больше удельное давление (за счет сил расширителей либо собственной упругости), то это должно увеличивать и потери на трение (последнее, кстати, подтверждается результатами испытаний тракторных дизелей Д-65 и Д-240: при уменьшении числа маслосъемных колец на их поршнях расход топлива оказывается меньше).

Потери на трение поршневых колец зависят также от характера (режимов) их смазывания, поэтому очень важным направлением исследований остается изучение перехода от трения со смазывающим материалом к трению без него (сухое трение). И это понятно. Ведь появление участков сухого трения сопровождается прижогами колец, задирами цилиндра, недопустимым износом у деталей цилиндропоршневой группы. Причем все эти дефекты проявляются, как правило, в период обкатки двигателя, что свидетельствует о их связи с рекомендуемой гидродинамической теорией формой профиля рабочей поверхности кольца: если эта форма неудачна по гидродинамическим показателям, то вероятность появления задиров и прижогов вследствие утонения и разрывов масляных пленки, образования сильных адгезионных связей металла с металлом резко возрастает.

В настоящее время развитие гидродинамической теории в аспекте приложения ее к трению колец идет по пути уточнения количественных результатов, учета изменения вязкости и температуры масла при трении, а также по пути развития теории для зон, лежащих вблизи ВМТ и НМТ, в которых эксперименты обнаруживают резкие скачки сил трения, не объяснимые пока с позиций классической теории смазки.

Очевидно, что основной целью смазывания колец дизеля, как и любого ДВС, является обеспечение таких режимов работы и слоя смазки, которые позволяют поддерживать трение и изнашивание этих деталей на возможно более низком уровне. Количественную сторону режима смазывания колец проще всего оценивать по так называемому критерию  $R$ , т. е. отношению толщины масляной пленки к суммарной шероховатости смазываемых поверхностей.

Правда, о величине этого критерия у специалистов единого мнения нет. Например, одни утверждают: если он равен 1—5, то в паре «поршневое кольцо — гильза цилиндра» имеет место смешанный режим трения, а при критерии, большем 5, — жидкостный. С этих позиций трение, например, компрессионных колец в новых двигателях с параметром шероховатости до 0,63 мкм (ГОСТ 621—79 и 2789—73) должно быть жид-

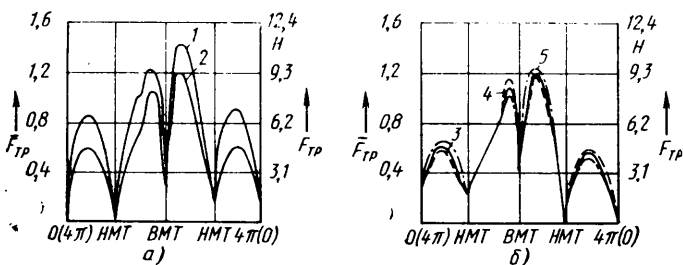


Рис. 1. Зависимость сил трения поршневого кольца от стрелки прогиба линии его симметричного (а) и асимметричного (б) профилей

1, II, III, IV — соответственно такты впуска, сжатия, рабочего хода и выпуска; 1, 2 — стрелки прогиба 3 и 15 мкм; 3 — асимметричный профиль с высотой смоченного участка, равной 0,25 высоты кольца; 4 — симметричный профиль; 5 — асимметричный профиль с высотой смоченного участка, равной 0,75 высоты кольца



костным при толщинах масляного слоя более 6 мкм; после приработки поверхностей кольца и гильзы параметры шероховатости уменьшаются (для кольца — до 0,48 мкм), поэтому соответствующий им нижний предел жидкостного трения по толщине масляного слоя уменьшается до 4,5 мкм. Другие авторы дают более низкие величины критерия  $R$ , при котором появляется жидкостное трение, — более 3, что соответствует толщине масляного слоя 2,7 мкм (для приработанных поверхностей колец и гильзы). Третьи (на наш взгляд, они наиболее реалистичны, так как их мнение подтверждается с теоретических позиций) называют цифру 1,5, что соответствует толщине масляного слоя 1,3 мкм. Четвертые, основываясь на более точных оценках, базирующихся на критерии Зоммерфельда или его модификациях, которым учитываются скорость движения колец, вязкость масла и давление кольца на масляный слой, утверждают, что трение поршневых колец ДВС может считаться жидкостным и при толщинах масляного слоя менее 1 мкм. В целом же анализ всех этих вариантов показывает, что для простой и быстрой оценки действительно лучше всего пользоваться критерием  $R$ , а нижним пределом жидкостного трения считать его величину, большую 1,5.

Такая рекомендация подтверждается опытом, в частности, ресурсными и эксплуатационными испытаниями дизелей. Например, лучшие моторостроительные фирмы гарантируют срок службы своих дизелей более 12 тыс. мото-ч и планируют его увеличение. Понятно, что такой ресурс для трущейся пары «поршневое кольцо — цилиндр» возможен только при наиболее благоприятном — жидкостном режиме трения. Это, а также результаты определения реальных толщин масляного слоя в зазоре «кольцо — цилиндр» свидетельствуют, что кольцо при нормальных условиях эксплуатации работает в режиме жидкостного трения и лишь на небольших участках вблизи ВМТ и НМТ, т. е. там, где толщины слоя масла становятся меньшими 1,3 мкм, может иметь место режим смешанного или даже граничного трения.

К сказанному следует добавить, что при жидкостном трении возможны два подрежима, различающиеся видом течения масла в зазоре «поршневое кольцо — цилиндр»: ламинарный и турбулентный (рис. 2). Первый соответствует наименьшим потерям на трение и средним толщинам масляного слоя. Второй наблюдается с ростом толщины слоя масла и ведет к

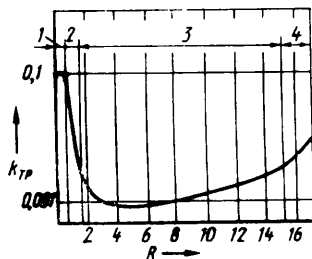


Рис. 2. Режимы смазки поршневого кольца ( $k_{тр}$  — коэффициент трения):  
1 — граничный; 2 — смешанный;  
3 — ламинарный жидкостный;  
4 — турбулентный жидкостный

возрастанию коэффициента трения и, как результат, потерь мощности на трение. Если вместо критерия Рейнольдса, обычно применяемого в оценках режима течения, воспользоваться отношением толщины масляного слоя к суммарной шероховатости трущихся поверхностей, то можно получить величину верхнего предела ламинарной жидкостной смазки по этому отношению: оно близко к 16, что соответствует толщине масляной пленки приблизительно 15 мкм.

Таким образом, рекомендуемый диапазон толщин масляного слоя между поршневым кольцом и гильзой не должен быть меньше 1,3 и больше 15 мкм.

Таковы диапазоны критерия  $R$  и соответствующие им толщины масляного слоя, которые обеспечивают оптимальную с точки зрения долговечности работу пары «поршневое кольцо — гильза цилиндра». Диапазоны эти, как видим, достаточно велики. Чтобы определить режимы и толщины смазки, которые в наибольшей степени соответствуют конкретному проектируемому двигателю, нужен расчет. Он базируется на допущениях о применимости гидродинамической теории к изучению смазывания колец и наличии клинового эффекта при их движении. При этом достоверность и точность расчетов связаны с учетом или, напротив, исключением таких факторов, как мгновенная скорость движения поршневого кольца; изменение вязкости масла из-за градиента его температуры по высоте цилиндра; конечная толщина масляной пленки в ВМТ и НМТ; суммарное давление на слой масла, вызванное действием сил упругости кольца и давлением газов на него; перепад давлений газов на кольцо; конфигурация профиля рабочей поверхности кольца.

Все перечисленные факторы естественным образом объединяются уравнением Рейнольдса для вязкой жидкости, которое

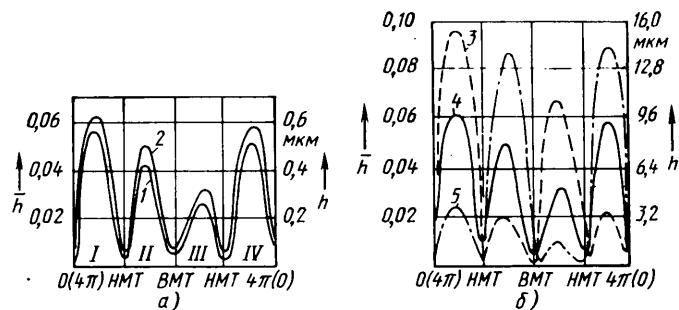


Рис. 3. Зависимость толщины масляного слоя от стрелки прогиба линии симметричного (а) и асимметричного (б) профилей колец (обозначения те же, что и на рис. 1)

от известного уравнения для подшипников отличается дополнительным членом, отражающим сжимающее действие масляного слоя на кольцо. Помимо него в уравнение входит и обычная составляющая, учитывающая действие масляного клина.

Согласно уравнению Рейнольдса при возвратно-поступательном движении кольца поверхность цилиндра смазывается не равномерно, а с утолщением масляной пленки (за счет обжатия кольца маслом при высоких скоростях движения) и уменьшением ее вблизи ВМТ и НМТ, где, по расчету, возможно появление смешанного или граничного смазывания. Это хорошо согласуется с опытом. Например, расчеты по уравнению показывают, что толщина масляного слоя в этих точках составляет 0,5—1 мкм. Эксперимент же с маслами ДП-11 и АС-8 выявил, что даже при давлениях на пленку до 3 МПа (а это значительно выше суммарного давления газов и упругости кольца в этих точках) между трущимися поверхностями сохраняется масляный слой толщиной 1—3 мкм. Дополнительным соображением в пользу вывода о применимости гидродинамических уравнений в расчетах для любого участка хода колец является сопоставление интервала времени, в течение которого кольцо находится в зоне ВМТ или НМТ, со временем, необходимым для полного выдавливания масла из-под рабочей поверхности кольца: оказывается, первый в 3—4 раза меньше второго. Следовательно, под кольцом, имеющим гидродинамически обоснованный профиль, на всех участках движения сохраняется масляный слой конечной толщины. Значит, о применимости уравнения Рейнольдса ко всем участкам хода колец говорить можно. Но при его практическом использовании, т. е. определении таких главных показателей смазывания и трения колец, как толщина масляного слоя, расход масла через кольцо, сила трения, потери мощности на трение, геометрия рабочей поверхности кольца, нужно использовать граничные условия по мгновенным давлениям на границах смоченного участка профиля кольца, а также условие баланса нагрузок на этом участке.

Получаемое при таких предположениях дифференциальное уравнение для толщины слоя масла в зазоре «поршневое кольцо — гильза» служит основным и при расчетах остальных упомянутых выше показателей смазывания и трения. Решают его на ЭВМ. Программы для этого уже есть. В частности, ими пользуются фирмы «Гетце» и «Ниппон пистон ринг», а также НПО «Кольцо».

Как известно, один из важнейших показателей совершенства двигателя — расход картерного масла на угар. Очевидно, что нижний его предел — расход на испарение масляной пленки, имеющейся в зоне активного испарения, т. е. в пространстве над верхним поршневым кольцом и поршнем. Его величина зависит от толщины масляной пленки, которая может формироваться двумя путями: во-первых, пропуском масла верхним компрессионным кольцом через зазор «кольцо — цилиндр»; во-вторых, «перекачкой» масла через зазоры «кольцо — канавка поршня». Первый путь описывает гидродинамическая теория, второй — теория «насосного» действия колец. Последняя длительное время считалась единственно верной. Однако эксперименты, выполненные в нашей стране, убедительно доказали ее несостоятельность. Оказалось, что даже в случаях, когда закольцевая часть поршня полностью перекрывалась эластичной резиной, количество проникшего в камеру сгорания масла не изменялось, хотя единственным путем его проникновения был зазор «кольцо — цилиндр». Отсюда напрашивается вывод: именно этот зазор и является главным (если не единственным) путем попадания масла в надпоршневое пространство.

Количественную оценку также дает гидродинамическая теория смазки колец, которая позволяет на основании расчета толщин слоя масла определить его расход через зазор «кольцо — цилиндр» на каждом такте, а затем — результирующий

расход за цикл. В конечном итоге это позволяет определить, снимает кольцо данной конструкции масло со стенки цилиндра или, напротив, нагнетает его в камеру сгорания.

Очевидно, что для обеспечения наилучшего смазочного режима при одновременно малом расходе масла на испарение с поверхности масляной пленки следует стремиться к симметрии толщин на взаимно противоположных ходах поршня и примерно равенству расходов на этих ходах. Расчеты показывают, что такая ситуация возможна и, при прочих равных условиях, определяется геометрией линии профиля кольца. Поэтому как для практики, так и для теории важно уметь задавать форму этой линии. В частности, измерения показывают, что после приработки серийные кольца на дизелях 6ЧН12/14, 6ЧН13,5/15, 10Ч12/13, 12ЧН5/18 и 6ЧН18/22 приобретают криволинейную форму с выпуклостью от 5 до 20 мкм, в результате расширяется зона скольжения кольца и улучшаются условия его работы. С другой стороны, и оценка степени совершенства колец по отношению теоретического расхода масла на испарение к реально наблюдаемому угару свидетельствует, что кольца с бочкообразной формой профиля рабочей поверхности в 3—4 раза совершеннее серийных прямоуглых. Поэтому придание кольцу бочкообразной формы еще до установки его на поршень следует считать средством, повышающим приспособляемость колец, улучшающих их показатели по расходу масла на угар.

Выявленные практикой закономерности очень хорошо подтверждают расчеты толщин смазки, оставляемой на стенке цилиндра кольцами с различной конфигурацией линии профиля. Их некоторые результаты приведены на рис. 3.

Из рисунка видно, что основными конструктивными параметрами, влияющими на толщину  $h$  масляного слоя, а значит, и на расход масла, являются высота смоченного участка и стрелка прогиба линии профиля рабочей поверхности. Эти факторы влияют на толщину масляного слоя сильнее, чем другие изменения параметров линии профиля.

Приведенные на рисунке результаты показывают также, что масляный слой вблизи ВМТ и НМТ есть, но его толщина очень близка к предельной, а на рабочих ходах в режиме жидкостного смазывания — даже ниже (1,3 мкм). Здесь,

во-первых, высоты микронеровностей поверхностей превышают толщину слоя масла (определяемую как расстояние между крайними точками выступов микронеровностей кольца и цилиндра), во-вторых, из-за близости к нулю скоростей движения поршня несущая способность слоя невелика. Поэтому происходят местные мгновенные разрывы масляного слоя, и, следовательно, микронеровности поверхностей колец и гильзы вступают в полусухой контакт, что ведет к повышенному изнашиванию цилиндров.

Результаты расчета толщин масляного слоя хорошо согласуются с экспериментом, поэтому сделанные на их основе выводы реализуются в конструкторской практике. Например, бочкообразные верхние компрессионные кольца применяются сейчас на многих форсированных автомобильных и тракторных двигателях. Намечено использовать также конструкцию для вторых компрессионных колец.

Дальнейшее применение гидродинамической теории смазки в инженерной практике требует, во-первых, привлечения двухмерного (по координатам) уравнения Рейнольдса, которое естественным образом учитывает силу бокового перемещения поршня, эпюру радиальных давлений колец и позволяет далее точно рассчитывать «беспросветность» колец, их уплотнительные функции; во-вторых, в случае параллельного решения уравнения энергии для масляного слоя дает возможность определять величину, степень влияния температуры масла и других ее теплофизических параметров на толщину масляного слоя и его несущую способность.

Таким образом, целесообразность и необходимость широкого использования результатов и аппарата гидродинамической теории для вариантного, оптимизационного и «машинного» проектирования поршневых колец с наилучшими показателями по пропуску масла через зазор «кольцо — цилиндр», профилю рабочей поверхности и другим параметрам, а также для сравнительного анализа мгновенных среднетактовых сил трения, потерь мощности и других показателей сейчас сомнений не вызывает. В этом — залог успешного решения задач повышения потребительских свойств дизелей, в том числе важнейшего из них — экономичности.

УДК 621.43-242

## Особенности конструкции поршня бензиновых ДВС

Кандидаты техн. наук А. В. КОСТРОВ и А. Р. МАКАРОВ, С. В. СМЕРНОВ

Московский автомеханический институт

ДЛЯ уменьшения шума, вибраций, угара масла и прорыва газов поршни ДВС подбирают так, чтобы монтажные зазоры между ними и цилиндрами были минимальными. Однако это приводит к тому, что на всех режимах работы двигателя, за исключением пуска и прогрева, тепловое расширение поршня превышает сумму теплового расширения цилиндра и монтажного зазора между ними. Поэтому юбка поршня и цилиндр, разделенные масляным слоем, находятся в сложном деформированном состоянии.

Из практики двигателестроения известны следующие мероприятия, позволяющие обеспечить нормальную работу поршня и цилиндра при небольших монтажных зазорах: изолирование направляющей части поршня от более горячей головки при помощи горизонтального разреза между ними; выполнение продольных компенсационных прорезей на юбке; применение терморегулирующих вставок и придание юбке поршня овально-бочкообразной или овально-конусной формы. Причем часто несколько мероприятий применяют одновременно.

Действие каждого из них вполне определенное. Так, горизонтальный разрез между юбкой и головкой, с одной стороны, снижает жесткость верхней части юбки, а с другой — является тепловым

экраном, уменьшающим температуру юбки. Однако он же увеличивает неравномерность температурного поля по окружности юбки поршня и ухудшает теплоотвод от головки поршня через юбку, что может вызвать повышение температуры дна поршня.

Компенсационный вертикальный разрез по образующей юбки поршня в сочетании с горизонтальным уменьшает жесткость юбки и обеспечивает более свободное перемещение горячего поршня в цилиндре. Однако вследствие этого возникают сильные перекосы поршня от действия боковой силы, что приводит к быстрому изнашиванию поршневых колец, повышает вероятность разрушения юбки в процессе эксплуатации.

Со всех точек зрения, как показывает опыт, наиболее рациональным техническим решением, несмотря на усложнение технологии изготовления, является применение терморегулирующих вставок: они компенсируют тепловое расширение поршня за счет деформаций, вызванных внутренними напряжениями, которые возникают из-за разных коэффициентов расширения биметалла.

По терморегулирующим вставкам поршни можно разделить на четыре группы: с двумя вставками, залитыми в бобышки и юбку симметрично плоскости качения шатуна или симметрично в

юбку между бобышками; с замкнутыми вставками различной формы (кольцо, стакан, эллипс и др.); с комбинацией вставок.

Термовставки первой группы за счет эффекта биметалла уменьшают тепло-

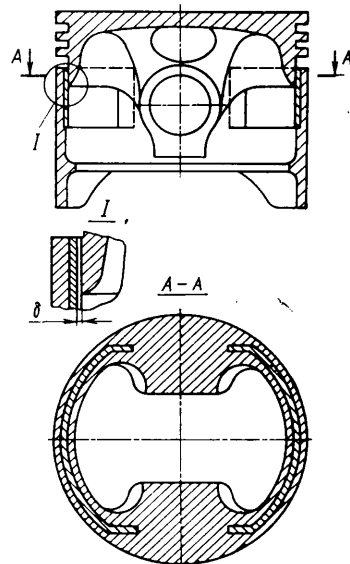


Рис. 1. Поршень фирмы «К. Шмидт» (ФРГ)

вые деформации поршня в плоскости качения шатуна и увеличивают их в плоскости поршневого пальца. Они используются, например, на поршнях двигателей ВАЗ, поршнях «аутотермик» и «аутотерматик» фирмы «Мале» (ФРГ).

Интересным вариантом поршней с термовставками второй группы является поршень фирмы «К. Шмидт» (ФРГ) (рис. 1). В нем верхний торец вставки выходит в канавку под маслосъемное кольцо. При охлаждении поршня после заливки между вставкой и его телом образуется зазор  $\delta$ , величина которого зависит от соотношения жесткостей юбки и вставки. В отношении жесткости направляющей части эти поршни сочетают преимущества поршней с разрезами между головкой и юбкой и поршней без таких разрезов: до момента выборки зазора под действием боковой силы и тепловых деформаций юбка работает, как и у поршня с разрезами, а после приобретает жесткость, присущую поршням без разрезов.

У поршней третьей группы («комформатик») стальная вставка заливается в верхнюю часть юбки, в район канавки под маслосъемное кольцо (пример — двигатели ЗМЗ). При нагревании термовставка этого типа оказывает на юбку в основном сдерживающее действие, поэтому эффективно работает при наличии разреза, разделяющего головку и юбку поршня.

Пример поршня четвертой группы — «дуотерм», который используется той же фирмой «Мале». В нем термовставка имеет конструкцию, в которой сочетаются свойства термовставок первой и второй групп. Использование вставки типа «дуотерм» вместо «аутотерматик» приводит к увеличению температуры в зоне верхней кольцевой канавки на 15 К. (Это изменение вызвано ухудшением теплоотвода в юбку вследствие наличия между головкой и юбкой теплоизолирующего зазора, образуемого терморегулирующей вставкой, так же, как и у поршня фирмы «К. Шмидт».)

Тепловая деформация юбки поршня с терморегулирующими вставками зависит от конструкции, размеров и расположения последних, а также конструкции сопрягаемых с ними элементов, в частности, от наличия поясов жесткости в юбке, жесткости сопряжения юбки с головкой поршня.

Поперечные прорезы между головкой и юбкой поршня «аутотермик» значительно улучшают терморегуляцию в верхнем поясе (рис. 2,а). Термоэффект для поршня «дуотерм» (рис. 2,б) максимально проявляется также в верхнем поясе юбки. Это объясняется пониженной жесткостью сопряжения юбки и головки поршня: в первом случае за счет поперечных прорезов, во втором — зазора.

Однако, если распределение деформации по высоте юбки поршня «аутотермик» приводит к корсетной ее форме, то у поршня «дуотерм» форма приобретает вид, близкий к бочкообразному. Отсутствие разрезов (поршень «аутотерматик») увеличивает жесткость в верхней части юбки, поэтому характер деформаций меняется, и форма юбки приобретает воронкообразный вид.

Для улучшения условий смазки профиль поршня в горячем состоянии должен быть бочкообразным. Рассмотренные конструкции не обеспечивают данное требование, поэтому юбку поршня не-

обходимо профилировать. В зависимости от конструкции поршня и термовставки меняются распределение тепловых деформаций и жесткость юбки, следовательно, для каждого варианта конструкции поршня необходимо разрабатывать свой профиль в холодном состоянии. Так, при использовании поршня с термовставками типа «аутотерматик» из-за слабого действия вставки в верхнем жестком поясе юбки отклонения профиля от прямолинейной образующей должны быть большими, чем у поршней «аутотермик» и «дуотерм».

Распределение тепловых деформаций поршня «дуотерм», как отмечено выше, придает юбке форму, близкую к бочкообразной. Это позволяет выполнить его профиль в холодном состоянии с наименьшими отклонениями от прямолинейной образующей, что благоприятно сказывается на динамике движения и уплотняющих свойствах поршня на частных нагрузках.

Важен профиль не только в продольном, но и в поперечных сечениях поршня — он должен быть овальным. Это связано, во-первых, с неравномерностью тепловых деформаций по окружности поршня, что вызвано большими его толщиной и температурами в районе бобышек, и, во-вторых, с деформациями юбки, которая от нагрева расширяется сильнее. Наличие же терморегулирующих вставок еще более увеличивает неравномерность тепловых деформаций.

Вследствие неравномерного распределения тепловых деформаций и жесткости по высоте юбки поршня лучше всего создать овал, переменный по ее высоте (для поршней автомобильных двигателей — 0,15—0,5 мм).

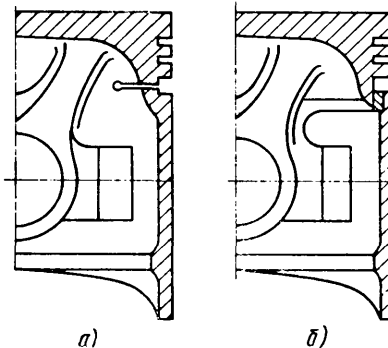


Рис. 2. Тепловая деформация поверхности юбки терморегулируемых поршней: а — «аутотермик»; б — «дуотерм»

В целом можно сказать, что профилирование дает возможность обеспечить надежную работу сопряжения «поршень — цилиндр». Причем методов такого профилирования известно много. Определенный интерес представляет, в частности, экспериментальный метод определения профиля, предложенный фирмой «Тойо Кото» (Япония). В соответствии с ним на поверхность опытного поршня наносится композиционный материал, состоящий из эпоксидной смолы, алюминиевого порошка и дисульфида молибдена в соотношении (по массе) 5:3:2. Затем поршень устанавливают в двигателе без зазора между юбкой и цилиндром и испытывают на режиме максимальной мощности. Профиль поршня, очерченный по слою композиционного материала, оставшемуся после испытания, принимается как окончательный. Авторы метода утверждают, что он позволяет ускорить и сделать

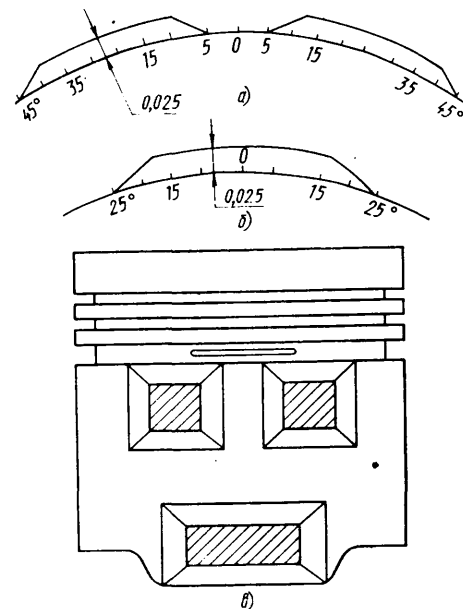


Рис. 3. Поршень с уменьшенным трением: а — верхние выступы; б — нижний выступ; в — общий вид

более точным профилирование, обеспечить жидкостный характер трения в сопряжении.

Но при этом методе площадь поверхности трения, очевидно, получается большой, следовательно, большими будут и потери на трение. Поэтому конструкторы стараются уменьшать поверхность трения и одновременно сохранять его жидкостный характер. Примером такого решения может служить поршень с уменьшенным трением для бензиновых двигателей и дизелей, разработанный фирмой AE Group (ФРГ), который показан на рис. 3.

У этого поршня на юбке шесть небольших выступов, благодаря чему общая площадь трения уменьшается, как утверждают специалисты фирмы, на 75%. Высота выступов над поверхностью юбки составляет 0,025 мм, кромки выступов скошены под небольшим (менее 15°) углом, что облегчает образование масляной пленки при движении поршня. Обе стороны поршня — как нагруженная, так и ненагруженная — имеют по три выступа: два — в верхней, чтобы уменьшить изгибающий момент, действующий на бобышки поршня, и один — в нижней части юбки. Причем верхние воспринимают большую часть боковой силы, действующей в верхней части юбки.

Поршни успешно прошли испытания на бензиновых двигателях и дизелях легковых автомобилей, а также на дизелях с турбонаддувом, предназначенных для тягачей. В их ходе было установлено, что потери на трение действительно уменьшились. На режимах полной нагрузки это уменьшение составило 14% и 5% — при 50%-ной нагрузке. На дизеле с турбонаддувом возросла на 3% мощность, а расход топлива, наоборот, снизился на 2%.

В последнее время большое внимание уделяется влиянию микрогеометрии поверхности юбки поршня на показатели работы двигателя. Так, установлено, что при шероховатости 7 мкм потери на трение в области высоких частот вращения коленчатого вала минимальны. Считается, что поверхность с такой шероховатостью особенно хорошо удер-

живает масло и способствует снижению трения. Но тех же результатов пытаются добиться и другими средствами. Например, японский патент 58-17340 предлагает поршень, у которого пять поясов на поверхности юбки, имеющих различную, увеличивающуюся от нижней части к верхнему шероховатость. Поэтому нижняя часть быстро и хорошо прирабатывается, а наличие сравнительно толстого масляного слоя в верхней части снижает механические потери и создаваемый поршнем шум, так как слой поглощает энергию удара нагруженной стороны поршня о стенку цилиндра в начале рабочего хода. Однако необходимо подчеркнуть, что оптимальная микрогеометрия юбки не исключает необходимости профилирования последней, а лишь дополняет его.

Перечисленные мероприятия повышают надежность работы алюминиевого поршня в чугунной гильзе при минимальных монтажных зазорах. Но в последнее время все большее распространение получают блоки цилиндров из алюминиевых сплавов без чугунных гильз, где проблема зазоров по вполне понятным причинам так остро не стоит, но зато здесь возникает проблема повышения износостойкости цилиндров. Для ее решения на их поверхность электролитическим способом наносят кристаллы кремния размером 0,02—0,05 мм. Поверхность поршня с той же целью покрывается хромом или железом.

Сравнительно новой разработкой также является составной поршень, у которого головка выполнена из алюми-

невого сплава, а направляющая часть — из композиционного материала. Благодаря этому резко увеличивается сопротивление тепловому потоку между головкой и юбкой поршня, что делает разность температур поршня и цилиндра незначительной. Кроме того, если у композиционного материала такой же коэффициент линейного расширения, как и у цилиндра, то поршень можно устанавливать с минимальным монтажным зазором, что значительно повысит уплотнение цилиндра и снизит уровни шума и вибраций ДВС.

Таким образом, конструктор сейчас располагает многими средствами, позволяющими повысить эксплуатационные качества важнейшего элемента двигателя — пары «поршень-цилиндр». И этот резерв нужно использовать.

УДК 621.43-714-76

## Повышение КПД насосов системы охлаждения

Ю. И. ГОРДЕЕВ, А. А. ПАПИН, канд. техн. наук Г. И. САПРУНОВ, А. А. ФИЛАТОВ, д-р техн. наук А. А. ШЕЙПАК

Завод-вуз при ЗИЛе

ОДИН из путей повышения КПД двигателей — снижение их внутренних потерь, в частности, потерь в центробежных насосах их систем охлаждения. Потери эти, как видно из таблицы, где приведены параметры насосов некоторых автомобильных двигателей,

достаточно велики. Например, на рабочем режиме КПД насосов не превышает 40%, тогда как лучшие образцы центробежных насосов такого же типа-размера, применяемых на некоторых стационарных установках, имеют КПД 70—75%. Если использовать этот ре-

носительный КПД насоса на рабочем режиме (частота вращения крыльчатки—3300 мин<sup>-1</sup>) увеличивается на 34%. Значительно улучшается и кавитационная характеристика насоса.

Но потери можно уменьшить и без изменения габаритных размеров подводящего устройства. Для этого конфигурацию его канала нужно изменить так, чтобы площадь патрубка составляла 1,15—1,3% площади входа в рабочее колесо и уменьшилась по длине патрубка. В этом случае конфузурность канала подводящего устройства составит 15—30%, что позволит получить более равномерное поле скоростей и исключить зоны отрыва потока.

Для повышения КПД центробежного насоса не менее важны также размеры

Показатель насоса	Двигатель и его мощность, кВт			
	ЗИЛ-645; 136	ЗИЛ-130; 110	ЯМЗ-740; 154	«Интернешнл» DV-462; 125
Мощность, кВт	3,82	4,41	2,43	2,21
Частота вращения вала, мин <sup>-1</sup>	3280	3620	3560	3750
Подача, л/мин	470	518	513	476
Напор, МПа	1,52	1,43	1,2	1,17
Коэффициент быстроходности КПД:	138	167	186	192
на расчетном режиме	0,29	0,27	0,4	0,34
на оптимальном режиме	0,36	0,3	0,42	0,49

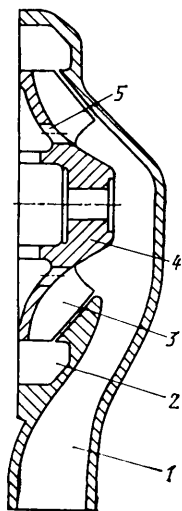


Рис. 1. Схема проточной части серийного насоса системы охлаждения двигателя ЗИЛ-645: 1 — подводящий канал; 2 — отводящий канал; 3 — лопасти рабочего колеса; 4 — рабочее колесо; 5 — монтажные отверстия

зерв, то, как доказывают расчеты, внутренние потери, скажем, двигателей семейства ЗИЛ, снизятся на 1,5—2,5 кВт. Рассмотрим, можно ли реализовать его. Сделаем это на примере двигателей того же семейства.

На величину внутренних потерь большое влияние оказывает конструкция подводящего устройства насоса. Так, у двигателя ЗИЛ-645 она обусловлена общей компоновкой двигателя и имеет значительно меньшие размеры, чем экономичные осевые или колесообразные конструкции, причем подводящий канал выполнен с очень большой (140%) конфузурностью (рис. 1). Более того, канал имеет и местное сужение: на входе в рабочее колесо его площадь равна 31,6, в начальном сечении — 19,6, а в самом узком 13,2 см<sup>2</sup>. Отсюда — значительная неравномерность потока, наличие больших зон отрыва от стенок и, как следствие, низкие кавитационные качества и КПД насоса. Например, испытания показали: если рассматриваемое подводящее устройство заменить осевой конической конструкцией, практически исключаяющей потери на входе, то от-

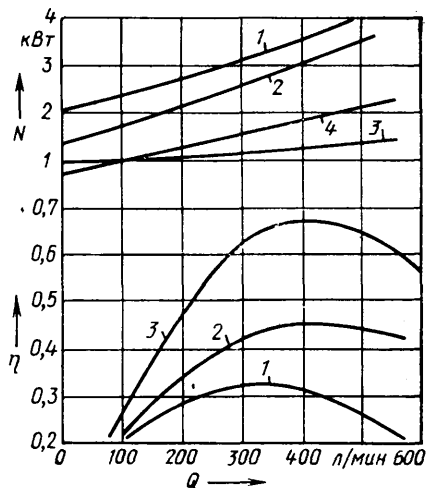


Рис. 2. Рабочая характеристика насоса системы охлаждения двигателя ЗИЛ-645 при  $n=3300$  мин<sup>-1</sup>: 1 — серийный насос; 2 — вариант насоса с осевым подводом и спиральным отводом; 3 — насос новой конструкции; 4 — серийный насос при  $n=2500$  мин<sup>-1</sup>

и форма отводящего устройства. В насосах же семейства двигателей ЗИЛ оно, по-первых, переразмечено, во-вторых, по форме значительно отличается от классической схемы (спиральный отводящий патрубок и конический диффузор), которая достаточно эффективно работает в диапазоне от 0,5 до 1,3 расчетного расхода жидкости через насос. Например, если серийный насос двигателя ЗИЛ-645 установить в несимметричное двухпоточное спиральное отводящее устройство, спроектированное на минимум гидравлических потерь, то относительный КПД насоса на расчетном режиме работы возрастает, как показали испытания, на 23%.

Очень интересный эффект дает оптимизация обоих (подводящего и отводящего) устройств. Испытания, в частности, показали (рис. 2), что при установке на серийный насос двигателя ЗИЛ-645 таких устройств (осевого конического подводящего и спирального отводящего с коническим диффузором) на расчетном режиме КПД насоса составляет 46%, т. е. его относительный КПД увеличился на 58%. Снизить потери в центробежных насосах двигателей можно было бы и путем оптимизации конструкции рабочего колеса, например, от закрытого перейти к полукрытому. Дело в том, что в диапазоне параметров, принятых в серийных насосах, закрытое рабочее колесо не имеет никаких преимуществ перед полукрытым, хотя и значительно сложнее в изготовлении. Однако полукрытое колесо получается переразмеченным по наружному диаметру и диаметру начала лопаток: чтобы обеспечить приня-

тый расчетный режим работы (расход жидкости — 370 л/мин, напор — 1,2 МПа, частота вращения вала — 3300 мин<sup>-1</sup>), наружный диаметр колеса, к примеру, пришлось бы уменьшить до 95—100 мм. Или, если оставить его тем же, что и у закрытого колеса (120 мм), — уменьшить частоту вращения вала на расчетном режиме (для насосов двигателей ЗИЛ-645 и ЗИЛ-130 соответственно до 2500 и 2800 мин<sup>-1</sup>). В противном случае неоправданно увеличится напор, развиваемый насосом.

Но резервы совершенствования рабочего колеса этим не исчерпываются. Как известно, потери в нем зависят от угла атаки на входе и степени диффузорности межлопаточных каналов. И оказывается, что рассматриваемые насосы по обоим этим параметрам далеки от оптимальных.

Так, фактические величины углов атаки входных кромок лопаток составляют 30—36°, тогда как их теоретический оптимум не выходит за пределы 5—12°. Следовательно, здесь неизбежны большие гидравлические потери, связанные с мощным отрывом потока от стенок межлопаточного канала. И они есть: испытания плоских турбинных решеток, имитирующих вращение рабочих колес насосов двигателей ЗИЛ, показали, что при изменении углов атаки с 5—12 до 30—36° профильные потери возрастают в 7 раз.

Снижает КПД серийных насосов и то, что число лопаток на рабочем колесе у них меньше оптимального. Происходит это, видимо, потому, что с увеличением числа лопаток уменьшается получаемый в данном случае выигрыш в напоре и

КПД (за счет уменьшения степени диффузорности межлопаточных каналов и зон отрывного течения), не компенсируются потери, связанные с одновременно происходящим ростом коэффициентов стеснения потока, кромочных потерь и поверхности трения. Да и разместить большое число лопаток на колесе не просто. Однако, если часть лопаток сделать укороченными, проблема решается: после того как на колесе серийного насоса дополнительно установили восемь укороченных на одну треть лопаток, КПД насоса двигателя ЗИЛ-130 при 3500 мин<sup>-1</sup> увеличился на 13,5%, а напор — на 10,5%.

Как выявилось в ходе исследования, на КПД серийного насоса отрицательно влияет и такой, казалось бы, незначительный факт, как наличие двух монтажных отверстий диаметром 16 мм в теле рабочего колеса: объемный КПД насоса уменьшается вследствие обратного перетекания жидкости через них почти на 20%. И если их устранить, то общий КПД насоса двигателя ЗИЛ-130 на расчетном режиме возрастает до 35%, напор — с 1,43 до 1,68 МПа, а потребляемая насосом мощность уменьшается на 0,37 кВт.

На основании рассмотренных выше выводов проведены расчеты новой конструкции насоса, имеющего те же компоновку и частоту вращения вала, но с оптимизированной конструкцией его проточной части. Они показали: КПД такого насоса на рабочем режиме может быть повышен до 67%, что равноценно снижению потребляемой насосом мощности на 2,5 кВт (см. рис. 2).

УДК 621.43.038.771

## Фильтрующие элементы из нетканых материалов

И. Г. РУЗАЕВ, В. К. РЫБАКОВ  
НАМИ

УСТАНОВЛЕНО, что поступающий в ДВС воздух практически не влияет на их долговечность, если степень его очистки от пыли не менее 99,7 (дизели) или 99,3% (карбюраторные двигатели). Лучше всего этим требованиям отвечают воздухоочистители сухого типа, у которых в качестве ступени тонкой очистки используются пористые фильтрующие перегородки, чаще всего — воздухоочистители со сменными бумажными фильтрующими элементами.

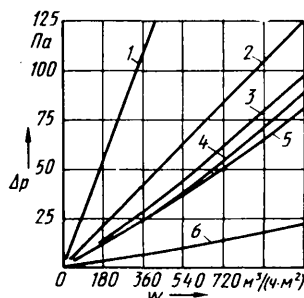


Рис. 1. Зависимость перепада давлений  $\Delta p$  на образцах фильтровальных материалов от скорости  $w$  фильтрации:

1 — фильтровальная бумага БТФВ-155; 2 — фильтровальная бумага БТФВ-105; 3 — нетканый фильтровальный материал АФИМ; 4 — нетканый фильтровальный материал ЭФА; 5 — нетканый фильтровальный материал АС-7022G фирмы «Джапан Вайлин»; 6 — нетканый фильтровальный материал ИФПВД

При изготовлении таких элементов фильтровальная бумага гофрируется и укладывается в виде многолучевой звезды. Это позволяет существенно увеличить поверхность фильтрующей перегородки, обеспечить небольшие габаритные размеры эле-

мента. Обслуживание воздухоочистителей сводится к периодической замене элемента — после того, как его сопротивление достигнет предельно допустимой для данного двигателя величины. При этом считается, что срок службы снятого элемента можно продлить, если его продуть сжатым воздухом или промыть в моющем растворе. Однако практика показала: ни то, ни другое не дает желаемого эффекта. Дело в том, что на фильтрующей шторке в процессе эксплуатации элемента образуется слой из смеси дорожной пыли и сажи от отработавших газов двигателей и дыма промышленных предприятий, который при продувке практически не удаляется, а при промывке, хотя и удаляется почти полностью, но операция связана с риском повреждения фильтрующей шторы. Кроме того, волокна бумаги, впитывая влагу, теряют прочность, а фильтрующая шторка в процессе последующей сушки коробится. С другой стороны, при замене бумажных фильтрующих элементов утрачивается значительное количество не только фильтровальной бумаги, но и листового металла (перфорированные обечайки и крышки элементов), клея, необходимого для герметизации торцов шторы и приклеивания ее к крышкам, а также высококачественной эластичной резины и пластинола (уплотнительные прокладки).

Из всего сказанного следует: нужны новые высокоэффективные фильтровальные материалы, способные выдерживать многократную регенерацию в моющих растворах без ухудшения фильтровальных и физико-химических свойств. И такие материалы есть.

Например, хорошим сочетанием физико-химических свойств, в том числе механической прочности, влагостойкости, а также



технологичностью отличаются синтетические нетканые фильтровальные материалы (НФМ), особенно новые многослойные объемного типа, имеющие переменную пористость.

Так, из них в настоящее время выпускаются фильтрующие элементы типа ФЭС-А для воздухоочистителей автомобилей ВАЗ, АЗЛК, у которых фильтрующая перегородка изготовлена из нетканого объемного материала АФИМ. Но у них, к сожалению, тот же недостаток, что и у фильтрующих элементов с бумажной шторой: при их замене утрачивается за-

дельном перепаде давлений на образцах 4,9 кПа: материал ЭФА имеет значительные преимущества перед другими, используемыми в автомобильных воздухоочистителях. Его удельная пылеемкость, например, составляет 4270 г/м<sup>2</sup>, т. е. она в 12 раз превышает пылеемкость фильтровальных бумаг, что позволяет существенно уменьшить фильтрующую поверхность элемента.

В качестве примера на рис. 3 приведен воздухоочиститель для легкового автомобиля среднего класса с фильтрующим

Таблица 1

Материал	БФВ-105	БТФВ-155	ИФПВД	АС-7022G	АФИМ	ЭФА
Структура	Однослойная (бумага)	Однослойная (бумага)	Двухслойная (НФМ)	Однослойная (НФМ)	Трехслойная с переменной пористостью (НФМ)	Трехслойная с переменной пористостью (НФМ)
Толщина, мм	0,65	0,50	6,5	3,2	1,5	4
Потеря прочности волокон материала в мокром состоянии, %	20—35	20—30	0	0	0	0
Скорость фильтрации (м/с)/воздушная нагрузка, м <sup>3</sup> /(ч·м <sup>2</sup> )	0,11/400	0,11/400	0,22/800	0,22/800	0,22/800	0,22/800
Удельная пылеемкость, г/м <sup>2</sup>	350	330	2400	2270	790	4270
Средний коэффициент пропуска пыли, %	0,29	0,07	6,63	0,94	0,27	0,25

чительное количество металла (перфорированные обечайки) и дефицитного пластизоля (уплотнительные пояски). Поэтому сейчас все большее распространение получает высокоэффективный фильтровальный материал ЭФА, который позволяет кардинально упростить конструкцию фильтрующего элемента и сократить затраты на обслуживание воздухоочистителя.

элементом из материала ЭФА. Элемент представляет собой фильтрующий мешок, который устанавливается на перфорированном каркасе и зажимается при помощи ленточного хомута. Как показали стендовые безмоторные испытания, по эффективности очистки воздуха от пыли он превосходит бумажные фильтрующие элементы (табл. 2). Установлено, что после пробега автомобилей до 35 тыс. км элементы находились в рабочем состоянии и были пригодны для дальнейшей эксплуатации (сопротивление воздухоочистителей не превышало 2,6 кПа, а предельно допустимое — 4,9 кПа). При этом масса загрязнений, задержанных фильтрующими элементами, составила 15—56 г.

Испытания на безмоторном стенде фильтрующих элементов, прошедших эксплуатационные испытания, показали, что коэффициент пропуска пыли воздухоочистителя не превышал 0,1%, что свидетельствует об эффективной и надежной работе элементов. Срок их службы можно существенно увеличить — путем периодической регенерации. Например, элементы, прошедшие 14,4; 20,1 и 29,8 тыс. км, в стендовых условиях доводились до предельного сопротивления и подвергались регенерации без разборки (т. е. без снятия мешка из материала ЭФА с каркаса): их промывали в растворе синтетического моющего средства МС-18 (температура раствора 318—322 К, концентрация МС-18 в нем 10—15 г/л) и просушивали (температура сушки 338—348 К) до полного высыхания.

Основные показатели работы воздухоочистителя с такими элементами приведены в табл. 3 (испытания на стенде проводились при расходе воздуха 216 м<sup>3</sup>/ч, с запыленностью 0,4 г/м<sup>3</sup> кварцевой пылью с удельной поверхностью 5600 см<sup>2</sup>/г), где показаны также результаты стендовых испытаний фильтрующего элемента, подвергнутого после каждого цикла испытаний регенерации. Из таблицы видно, что регенерация в воде менее эффективна, чем в моющем растворе. Так, среднее сопротивление воздухоочистителя с фильтрующим элементом №1 (см. табл. 3) за 20 циклов стендовых испытаний и регенераций промывкой в воде составляет 1,29 кПа, в то время как у фильтрующих элементов, подвергнутых регенерации промывкой в водном растворе МС-18, не превышает 1,2 кПа; средняя пылеемкость составляет 135 г, у воздухоочистителя с фильтрующими элементами, промытыми в растворе, — 175—210 г. Однако при последующих циклах испытаний и регенераций промывкой в воде и моющих растворах эти различия уменьшаются: в обоих случаях наблюдается увеличение коэффициента пропуска пыли вследствие нарушения структуры слоев материала ЭФА, появления в нем отдельных местных пустот. В целом же можно утверждать, что фильтрующие элементы из ЭФА сохраняют свою работоспособность в течение 10 циклов их регенерации в моющем растворе. Иными словами, такие фильтрующие элементы можно не менять в течение всего срока службы автомобиля. Какие выгоды получает от них народное хозяйство — думается, понятно.

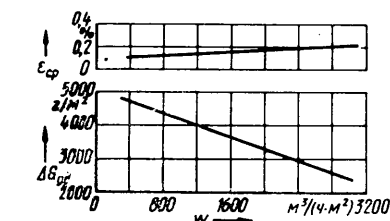


Рис. 2. Зависимость среднего коэффициента  $\epsilon_{ср}$  пропуска пыли и удельной пылеемкости  $\Delta G_{уд}$  плоских образцов нетканого фильтровального материала ЭФА от воздушной нагрузки

Этот материал изготавливается иглопробивным способом из волокон разных толщины и химического состава, образующих три слоя с переменной пористостью: внешний (высокопористый) слой состоит из смеси волокон нитрона и лавсана, средний — из хлориновых и вискозных волокон, третий — из ультратонких поликарбонатных волокон. К основным достоинствам материала следует отнести высокие пропускную способность при низком аэродинамическом сопротивлении (рис. 1), эффективность очистки воздуха от пыли (не ниже 99,7%) в широком диапазоне (от 400 до 3000 м<sup>3</sup>/(ч·м<sup>2</sup>) воздушных нагрузок и удельную пылеемкость. Это хорошо видно из рис. 2, а также табл. 1, где приведены результаты стендовых исследований различных фильтровальных материалов на кварцевой пыли с удельной поверхностью 5600 см<sup>2</sup>/г при пре-

Таблица 2

Фильтровальный материал	Укладка материала в фильтрующем элементе	Фильтрующая поверхность, м <sup>2</sup>	Расход воздуха, м <sup>3</sup> /ч	Сопротивление, кПа	Средний коэффициент пропуска пыли, %	Пылеемкость, г
БФВ-105	Многолучевая звезда	0,3	160	1,15	0,53	120
То же	То же	1,0	216	1,25	0,54	260
АФИМ	То же	0,13	160	1,17	0,20	127
ЭФА	Сменный фильтрующий мешок	0,13	216	1,20	0,20	200

УДК 629.113-585-52

## Автоматические трансмиссии

Кандидаты техн. наук И. И. ЛИФШИЦ, Г. И. ЛИФШИЦ  
ПО «Ижмаш»

**А**ВТОМАТИЗАЦИЯ трансмиссий, как известно, — один из перспективных путей совершенствования автотранспортных средств. Идет она по многим направлениям, однако в настоящее время наибольшее распространение получили гидромеханические автоматические передачи (ГМП). Например, в США ими оснащено 84% выпускаемых легковых автомобилей, ФРГ — 13, Японии — 35. Но ГМП, к сожалению, сложны по конструкции, имеют высокую себестоимость, большую массу и низкую экономичность. Все это заставляет конструкторов искать новые пути автоматизации трансмиссий. Наиболее перспективным из них является, по мнению многих специалистов, создание автоматических передач с преселективным управлением. Примером может служить четырехступенчатая коробка передач, созданная английской фирмой АР. Коробка (рис. 1,а) имеет два сцепления ( $\Phi_1$  и  $\Phi_2$ ) и два первичных вала, которые образуют независимые кинематические цепи — от каждого из сцеплений к вторичному валу. Благодаря этому в ней к каждому из сцеплений одновременно могут быть включены две кинематические цепи, а выбором того или другого сцепления определяется выбор передачи. Более того, при работе любой передачи может быть включена кинематическая цепь смежной с ней (высшей или низшей) передачи и переход на эту передачу последующим переключением сцеплений. Коробки передач с преселективным управлением могут быть полностью автоматизированы, а число передач в них неограниченно.

Так, на рис. 1,б показана схема пятиступенчатой коробки передач фирмы «Порше» (ФРГ). Есть и реально выполненные конструкции четырех- и шестиступенчатых коробок передач (например, разработки упоминавшейся уже фирмы АР), дорожные испытания которых подтвердили, что, например, шестиступенчатая уменьшает, по сравнению с обычной четырех-

ступенчатой, расход топлива автомобилем на 25%. Одна из причин этого: поскольку передачи в таких коробках переключаются сцеплениями, такой процесс можно организовать без разрыва тягового усилия, изменения подачи топлива и при сравнительно стабильной частоте вращения коленчатого вала двигателя.

В этих коробках, кроме того, меньше затраты мощности на управление, так как меньше, по сравнению с силовыми гидрорцилиндрами фрикционных муфт ГМП, размеры гидроци-

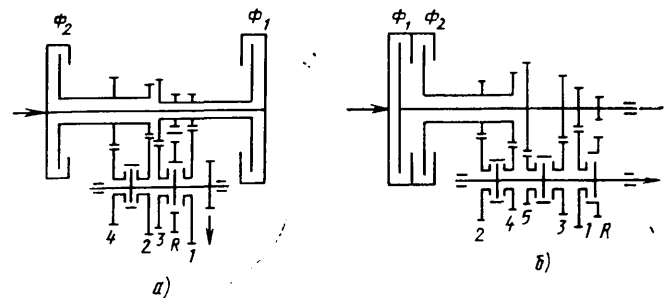


Рис. 1

линдров, усилие и расход рабочей жидкости на перемещение зубчатых муфт; здесь нет фрикционных муфт и, следовательно, потерь из-за большой разности частот вращения дисков разомкнутых фрикционов, которая в гидромеханических передачах может быть больше частоты вращения коленчатого

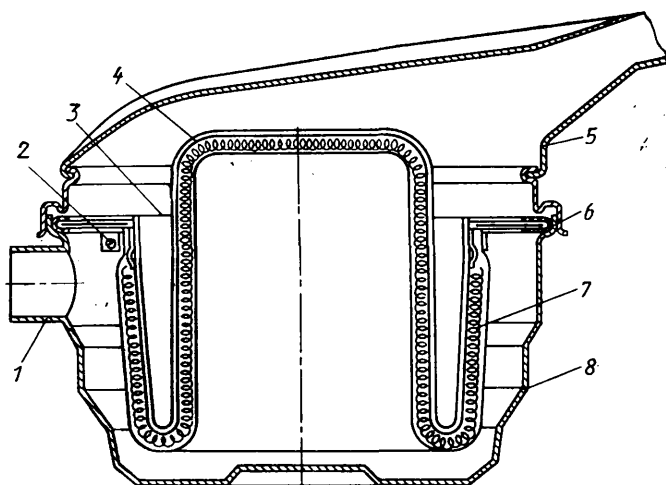


Рис. 3. Воздухоочиститель легкового автомобиля среднего класса с фильтрующим элементом из материала ЭФА: 1 — входной патрубок; 2 — стяжной хомут; 3 — фильтрующий элемент; 4 — перфорированный каркас; 5 — крышка; 6 — прокладка; 7 — фильтрующий мешок из материала ЭФА; 8 — корпус воздухоочистителя

Таблица 3

Показатель	Фильтрующий элемент			
	1	2	3	4
<b>Эксплуатационные испытания</b>				
Пробег до первой регенерации, тыс. км	—	14,4	20,1	29,8
Сопротивление после испытаний, кПа	—	1,86	1,30	2,26
Пылеемкость при испытаниях, г	—	24	35	40
Коэффициент пропуска пыли (после испытаний), %	—	0,10	0,085	0,04
<b>Стендовые испытания</b>				
Пылеемкость, г	—	125	108	41
Число регенераций	20	14	11	10
Метод регенерации	Промывка в воде	Промывка в моющем растворе		
Сопротивление после регенерации, кПа	1,29	1,15	1,17	1,08
Пылеемкость после регенерации, г	135	196	175	210
Средняя величина коэффициента пропуска пыли, %	0,20	0,25	0,15	0,22

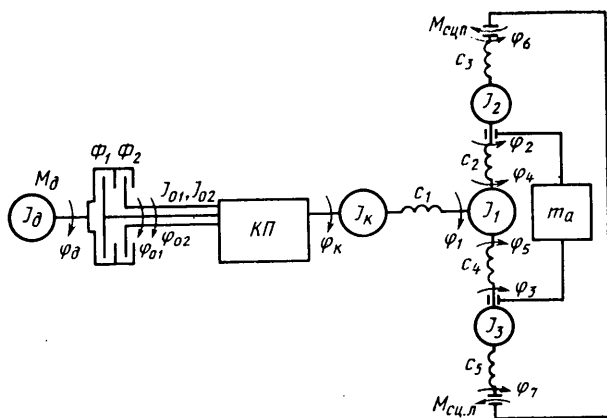


Рис. 2

вала двигателя (разность частот вращения элементов разомкнутого сцепления) в рассматриваемых коробках незначительна, так как зависит только от отношения передаточных чисел смежных передач). Естественно, в коробках с преселективным переключением нет гидротрансформатора, а значит, и связанных с ним потерь.

Очень важно и то, что рассматриваемые коробки имеют относительно небольшие массу и стоимость и не сложнее коробок передач с ручным управлением. Однако конструкция трансмиссии при них тяжелее и сложнее, поскольку вместо одного сцепления появляются два.

Из-за этих недостатков необходимо совершенствовать коробки. Одно из направлений такого совершенствования — развитие принципов образования кинематических цепей от сцеплений к ведомому валу на различных передачах, потому что в известных конструкциях применяется только один принцип — независимости кинематических цепей, при котором каждая пара зацеплений может входить в кинематическую цепь только одного из сцеплений, а число пар зубчатых зацеплений не может быть меньше числа передач. Но возможны и другие. В частности, принцип совмещения кинематических цепей, когда некоторые или все пары зацеплений шестерен ведомого или промежуточного валов коробки передач входят в кинематические цепи каждого из сцеплений.

Рассмотрим возможные варианты коробок передач с преселективным управлением и безразрывным переключением, в которых этот принцип реализован, т. е. число пар шестерен, находящихся в зацеплении, меньше числа передач, и поэтому они имеют меньшие массу, стоимость, металлоемкость и потери в зубчатых зацеплениях, проще по конструкции. В качестве примера возьмем соосные коробки передач и коробки с параллельными осями первичного (входного) и вторичного (выходного) валов.

Так, в соосной коробке передач (А. с. 1057335, СССР) этот принцип реализуется методом перекрестного соединения кинематических цепей, при котором благодаря использованию двойной перекрестной синхронизирующей муфты каждая пара зацеплений вторичного и промежуточных валов при соединении соответствующих шестерен с промежуточными валами может входить в кинематическую цепь каждого из сцеплений. То есть здесь зубчатая муфта, соединяющая промежуточные валы между собой, образует дополнительную кинематическую цепь в контуре шестерен первичных валов. Это позволяет при наличии четырех пар зацеплений получить шесть передач переднего хода. Для получения ряда передаточных чисел по геометрической прогрессии отношения чисел зубьев сопряженных шестерен должны быть числами этого ряда (изменением же отношения чисел зубьев можно увеличить интервалы передаточных чисел на низших передачах и уменьшить передаточное число высшей передачи).

Конструкция соосной коробки передач упрощается, если функции элементов синхронизирующих муфт объединить. Например, так, как это предложено в А. с. 1133128, СССР: муфты для соединения шестерен промежуточных валов со своими валами установлены на ступицах шестерен и имеют зубчатые венцы, которые могут зацепляться с зубчатыми венцами двойной перекрестной муфты. Такое исполнение сокращает число ступиц муфт, массу и габаритные размеры коробки передач.

При шести парах зацеплений заменой шестерен промежуточных валов блоками шестерен, венцы которых сопряжены с шестернями вторичного вала, число передач можно увеличить до десяти (А. с. 1062034, СССР). Замена шестерен первичного вала блоками шестерен, венцы которых сопряжены с приводными шестернями промежуточных валов, позволяет еще более увеличить число передач (например, по А. с.

1133128, СССР, восемь пар шестерен позволяют получить 20 ступеней передач с преселективным переключением).

Совмещение кинематических цепей в соосной коробке передач может быть реализовано и их непосредственным соединением при помощи муфты, благодаря которой каждая пара зацеплений шестерен вторичного вала может входить в кинематическую цепь каждого из промежуточных валов (А. с. 1142312, СССР). При этом конструирование получается более простым, чем в случае перекрестного соединения кинематических цепей (правда, в них нельзя бесконечно увеличивать число передач).

При традиционных принципах проектирования соосных коробок передач их промежуточный вал выполняется в виде блока шестерен. Если такую конструктивную особенность сохранить и в соосных коробках передач с преселективным управлением, то кинематические цепи можно совмещать за счет различных вариантов их соединения. Например, в соосной коробке передач по А. С. 1202914, СССР, это соединение осуществляется муфтами для связи шестерен с валами таким образом, что одна из пар шестерен используется в кинематических цепях трех передач.

Рассмотренные примеры не исчерпывают все варианты совмещения кинематических цепей при проектировании соосных коробов передач.

В коробках с параллельными осями валов тоже возможны многие варианты совмещения кинематических цепей.

Так, в двухвалвных коробках передач по А. с. 1060510 и 1113287, СССР, эти цепи совмещаются путем их удлинения (введением блоков шестерен, зацепления которых используются как для непосредственной передачи крутящего момента между первичным и вторичным валом, так и в качестве промежуточных кинематических цепей между ними). Это позволяет при трех парах шестерен получить четыре передачи переднего хода, при четырех парах шестерен — шесть и т. д.

В трехвальной коробке передач совмещение кинематических цепей может быть получено попеременным групповым соединением их через промежуточный вал и охватывающий его полый вал, с каждым из которых посредством муфт могут соединяться блоки шестерен промежуточного вала, передающие крутящий момент на ведомый вал. Поэтому каждая шестерня последнего может входить в кинематические цепи каждого из сцеплений, что позволяет при восьми парах шестерен получить 16 передач переднего хода с преселективным переключением без разрыва потока мощности (следует отметить, что обычные схемы этого типа не требуют применения полового вала, но и не позволяют переключать передачи без разрыва потока мощности). Теми же свойствами обладает и коробка передач по А. с. 1131685, СССР, в которой функции полового вала выполняет блок шестерен промежуточного, а двойная зубчатая муфта перенесена с полового на первичный вал.

Дальнейшее увеличение числа передач в этой схеме можно получить увеличением числа зацеплений шестерен. Например, применяя тройные блоки, можно получить 36 передач при 12 парах шестерен, 64 передачи при 16 парах шестерен и т. д. Если же скомбинировать два последних технических решения, то 64 передачи можно получить при 12 парах шестерен и т. д.

Рассмотрим особенности работы автоматических передач с преселективным управлением.

Наиболее сложная задача, тормозящая в настоящее время внедрение конструкций коробок передач с преселективным управлением, — достижение плавности переключения при переменных уровнях динамических нагрузок в трансмиссии и термической нагруженности сцеплений, работающих также в режимах больших механических нагрузок. Решить эту задачу экспериментальным путем трудно, поэтому ее решали путем моделирования на ЭВМ.

Математическая модель, учитывающая инерционно-упругие параметры системы, основана на эквивалентной схеме трансмиссии (рис. 2), где приведены моменты инерции вращающихся частей двигателя с ведущими частями сцеплений ( $I_d$ ), ведомых частей сцеплений с ведущими частями кинематических цепей коробки передач ( $I_{01}, I_{02}$ ), ведомых частей коробки передач ( $I_k$ ) с частью карданного вала, главной пары ( $I_1$ ), колес с полуосями ( $I_2, I_3$ ) и жесткости карданного вала ( $c_1$ ), полусей ( $c_2, c_4$ ) и шин ( $c_3, c_5$ ). Условие равновесия автомобиля позволяет определять пробуксовку ведущих колес с учетом влияния параметров его конструкции, скорости, ускорения и дорожных условий на рабочие характеристики коробок передач.

Математическая модель имеет переменную структуру, которая соответствует изменениям структуры динамической схемы трансмиссии в процессах буксования сцеплений ( $\Phi_1$ ,  $\Phi_2$ ) и колес при разгоне, переключениях, а также в режимах ква-

зистационарного движения при соответствующих внешних условиях. Переменная структура реализуется в модели релейными условиями, которые позволяют определить в каждый момент времени скорость буксования колес и угловые скорости ведущих ( $\Phi_d$ ) и ведомых ( $\Phi_{01}, \Phi_{02}$ ) элементов сцеплений.

Программа расчета разработана на основе структурного программирования, составлена по модульному принципу и содержит 18 программных модулей. Она обеспечивает автоматическое формирование систем уравнений в зависимости от фактически реализуемой в данный момент структуры динамической системы в соответствии с релейными условиями математической модели и непрерывную имитацию фактически реализуемых режимов движения автомобиля.

В качестве примера можно привести результаты расчета процесса переключения с первой передачи на вторую, при котором параметры переключения выбраны таким образом, чтобы при высоких темпах изменения моментов трения на переключаемых сцеплениях уменьшение предельного момента на сцеплении  $\Phi_1$  и увеличение момента трения на сцеплении  $\Phi_2$  начинались одновременно.

Оказалось, что в процессе переключения возникает небольшая циркуляция момента в контуре сцеплений, но сцепление размыкается практически без буксования. С началом буксования включаемого сцепления  $\Phi_2$  отмечаются колебания моментов на шинах и полуосях, которые находятся в противофазе. В это время снижается предельный момент на сцеплении  $\Phi_1$ , но оно остается замкнутым, и автомобиль продолжает дальнейшее движение на первой передаче. С началом буксования сцепления  $\Phi_1$  резко возрастают моменты на шинах и полуосях, а как только моменты на шинах достигнут величин, равных предельным по сцеплению с дорогой, начинается пробуксовка ведущих колес. Одновременно появляются колебания моментов на полуосях. После замыкания

сцепления  $\Phi_2$  увеличивается предельный момент на нем, а колебания его основного несущего момента соответствуют колебаниям динамического момента на полуосях.

Программа непрерывно дает также информацию о приращении работы буксования на сцеплениях  $\Phi_1$  и  $\Phi_2$ , величине мощности буксования, изменении в течение переходного процесса угловых скоростей ведомых дисков сцеплений, коленчатого вала двигателя, скорости и ускорения автомобиля, производной ускорения неподдрессоренных масс, характеризующей плавность переключения.

Разработанные алгоритмы и программы расчета по имитационной модели дают возможность прогнозировать конструктивные параметры сцеплений и параметры управления ими, обеспечивающие достаточную плавность, низкий уровень динамической нагруженности сцеплений при разгоне и переключении передач.

Из всего сказанного можно сделать ряд выводов. Первый из них состоит в том, что передачи с преселективным управлением и безразрывным переключением позволяют создать наиболее совершенную, простую и экономичную автоматическую трансмиссию автомобиля, в частности, для легковых автомобилей малого и среднего классов. Второй вывод: совмещение кинематических цепей от каждого из двух сцеплений к ведомому валу дает возможность упростить, по сравнению с существующими зарубежными, конструкции коробок передач с преселективным управлением и безразрывным переключением, снизить их массу, металлоемкость, трудоемкость изготовления. И, наконец, третий: разработанные математическая модель и программа расчета движения автомобиля с преселективно управляемой коробкой передач на переходных и квазистационарных режимах позволяют еще на стадиях проектирования доводить конструктивные параметры и системы управления сцеплениями, чтобы обеспечить плавность переключения передач и снизить уровень динамических нагрузок в трансмиссии.

УДК 629.114.42.001.57

## Исследование несущих конструкций автомобилей-самосвалов на масштабных моделях

Канд. техн. наук А. Л. ЭЙДЕЛЬМАН, Е. М. ШИФРИН, В. В. АВЕРКИЕВ  
НАМИ

ПРИ СОЗДАНИИ и доводке автомобильной техники большая роль отводится экспериментальным исследованиям, в ходе которых оцениваются прочность конструкций, эффективность конструкторских и технологических решений. Однако такие исследования на натурных образцах автомобилей-самосвалов особо большой грузоподъемности обходятся очень дорого, а на стадии проектирования проверить их качества практически невозможно. Поэтому технику испытывают на уменьшенных физических моделях, тем самым сокращают время исследований, оценивают ее достоинства еще на стадии проектирования, применяя простые и дешевые нагружающие средства, внося необходимые изменения в конструкцию и т. д.

Правда, такие испытания требуют разработки специальных методов, которые отличаются от применяемых для натурных образцов. Один из них — для исследований рамы и балки передней оси — апробирован специалистами НАМИ.

Рассмотрим его на примере автомобиля-самосвала грузоподъемностью 180 т. Его рама представляет собой сварную конструкцию, изготовленную из стального листового и трубчатого проката. Из того же материала в выбранном масштабе (в данном случае 1:5) изготовили и модель. Она получилась максимально приближенной к натурному образцу, поэтому масштаб ее геометрического подобия не сказывается на погрешностях моделирования, а относительная погрешность измерения напряжений и перемещений для модели остается той же, что и для натурного прототипа.

Конструкцию воспроизвели с максимальной точностью, включая сварные швы, катеты которых также были уменьшены в 5 раз. Соответственно уменьшились геометрические характеристики сечений модели: площадь сечения — в 25, моменты сопротивления в 125, моменты инерции — в 625, масса — в 125 раз (составила 135 кг).

Силовые масштабные коэффициенты определялись из условия равенства напряжений, возникающих в модели и натурном прототипе, т. е. при уменьшении нагрузок, действующих на модель, в 25, моментов — в 125 раз.

3\* Зак. 46

Выполнение перечисленных выше критериев подобия позволяет получить при испытаниях модели выходные параметры, характеризующие прочность, жесткость конструкции и связанные с аналогичными параметрами натурного прототипа следующими соотношениями: напряжения и углы закручивания рамы натурного образца и модели — равные; прогиб и линейная жесткость рамы модели меньше в 5, а угловая жесткость — в 125 раз.

Разработанная методика испытаний предусматривает изучение напряженно-деформированного состояния модели рамы при

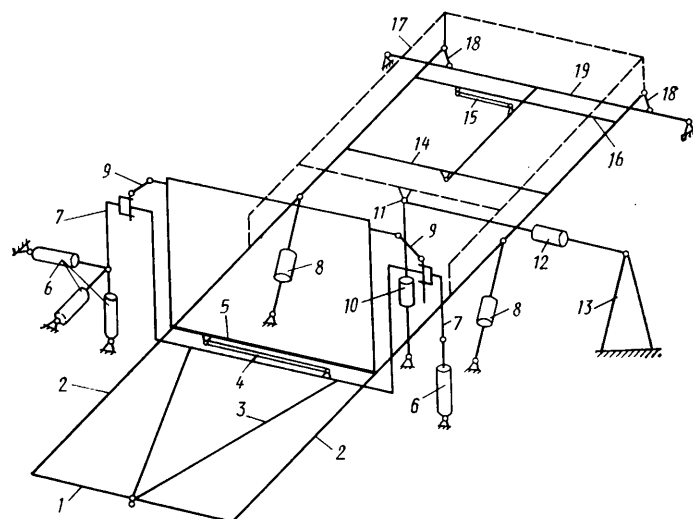


Рис. 1. Принципиальная схема стэнда для испытаний модели рамы

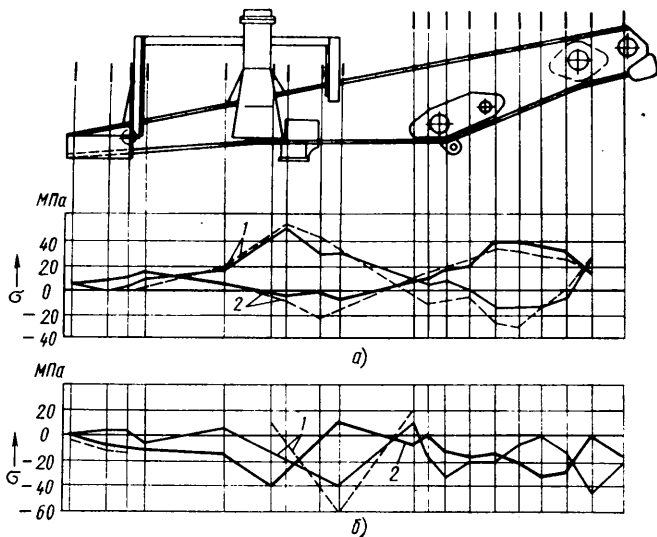


Рис. 2. Эпюры напряжений в лонжероне при кручении рамы на угол  $0^\circ 30'$  для верхней (а) и нижней (б) полок лонжерона модели (сплошные линии) и автомобиля (штриховые): 1 — для внутренней кромки лонжерона; 2 — для внешней кромки

имитации различных режимов нагружения: изгиба от полезной нагрузки; одностороннего наезда автомобиля на неровность; движения автомобиля на повороте; торможения; нагружения от цилиндров опрокидывающего механизма при подъеме платформы. Для этого в НАМИ разработан универсальный стенд (рис. 1).

К поперечине испытуемой модели рамы через шарнир крепится масштабная модель балки 3 передней оси, которая поперечной тягой 4 (также шарнирно) соединена с поперечиной 5 рамы. В шкворневых втулках балки 3 установлены фальш-колеса 7, которые при помощи двойных шарниров 9 связаны с

кронштейнами крепления подвески на раме, с балкой передней оси — тягами, имитирующими цилиндры рулевого управления и поперечную рулевую тягу (на рисунке не показаны), с основанием — при помощи силонагружателей 6. Смонтированная на поперечине 14 фальшбалка 19 шарнирно соединена тягой 15 с поперечиной 16 рамы, а двойными шарнирами 18, имитирующими заднюю подвеску, — с лонжеронами 2. На поперечине фальшплатформы 17, имеющей возможность поворота вокруг оси опрокидывания, закреплен шарнир 11, который тягами с динамометрами 10 и 12 связан с основанием стенда и боковой стойкой 13. По осям крепления цилиндров опрокидывающего механизма платформы рама соединена с основанием при помощи шарнирных тяг с динамометрами 8. (Все тяги — тензометрические.)

На стенде можно имитировать статическое нагружение несущих конструкций ходовой части в широком диапазоне усилий и перемещений. При каждом виде нагружения (производится ступенчато) тензометрированием определяют величины нагрузок и напряжений (последние измеряют при помощи фольговых тензорезисторов, соединенных с автоматической тензоаппаратурой ТА-1000). Величины линейных перемещений фиксируют по индикаторам часового типа (точность измерений — 0,01 мм), угловых перемещений — при помощи оптических квадратов (точность измерений —  $0^\circ 01'$ ), усилий — тензодинамометрами (погрешность измерения — 1,5%).

Результаты испытаний модели и натурных образцов при некоторых видах нагружения (изгиб от полезной нагрузки, кручение, нагружение со стороны цилиндров опрокидывающего механизма) показали (рис. 2), что характер распределения напряжений в обоих случаях практически одинаков, а по уровню напряжений в зависимости от схемы нагружения разница их величин составляет в среднем 6—30%, причем в зонах наибольшей нагруженности рамы расхождения минимальны. Это доказывает, что исследования на масштабных моделях проводить можно и нужно, особенно при сравнительной оценке прочности и жесткости различных вариантов конструкции. Во-первых, результаты достоверны; во-вторых, для их получения не нужно изготавливать опытные образцы; в-третьих, сроки получения результатов сокращаются в 6 раз.

УДК 629.113.012.8.001.5:539.4.012

## Для оптимизации прочности и металлоемкости подвески

Кандидаты техн. наук П. Д. ПАВЛЕНКО и Ю. Н. ПЕТЕР, Е. Б. КОЗЛОВА

Камское объединение по производству большегрузных автомобилей

**В КОНСТРУКЦИЯХ** трехосных автомобилей большой грузоподъемности широкое применение нашли, как известно, балансиры подвески. При этом средняя часть оси балансира, основное назначение которой — разгрузка кронштейнов и рамы от усилий, действующих на консольные участки оси, одновременно увеличивает и жесткость рамы на кручение, так как является ее дополнительным поперечным элементом. (Например, крутильная жесткость несущих систем автомобилей КамАЗ при комплектации цельной осью балансира круглого сечения диаметром 95 мм повышается в 2—2,5 раза.) На такую важнейшую функцию средней части оси балансира, как правило, обращают недостаточное внимание. В частности, изменяя ее сечение или конструкцию, не учитывают, что это влияет на угловую жесткость несущей системы автомобиля, от величины которой зависит эксплуатационная нагруженность элементов как самой системы, так и устанавливаемых на ней агрегатов, в том числе и оси балансира.

Все сказанное можно подтвердить данными (см. таблицу), полученными в ходе исследования нагруженности средней части оси балансира автомобиля-самосвала КамАЗ-5511.

Как видно из таблицы, средняя часть оси балансира всегда работает в условиях одновременного изгиба в вертикальной и горизонтальной плоскостях и кру-

Нагружение автомобиля	Максимальное напряжение, МПа, в средней части оси балансира от		
	изгиба в вертикальной плоскости	изгиба в горизонтальной плоскости	кручения
Из-за перекаса автомобиля в снаряженном состоянии	8	$\pm 92$	$\pm 50$
Загружен 13 т песка	34	16	18
Из-за перекаса автомобиля, загруженного 13 т песка	38	$\pm 38$	$\pm 10$
Движение автомобиля по треку со сменными неровностями:			
в снаряженном состоянии	60	$\pm 146$	$\pm 100$
загруженного 13 т песка	104	$\pm 96$	$\pm 67$
Движение автомобиля, загруженного 13 т песка, по «бельгийской мостовой»	74	$\pm 62$	$\pm 28$
Свал груза	42	38	44

чения, причем характер изменения напряжений изгиба в вертикальной плоскости — асимметричный, кручения и изгиба в горизонтальной плоскости в большинстве случаев — симметричный, напряжения кручения и изгиба в горизонтальной плоскости соизмеримы с напряжениями изгиба в вертикальной. Необычен, на первый взгляд, такой факт: нагруженность средней части оси балансира подвески кручением и изгибом в горизонтальной плоскости при движении автомобиля в снаряженном состоянии оказывается выше, чем автомобиля загруженного. Но объяснение этому есть: у последнего меньше углы закручивания несущей системы, так как ее крутильная жесткость при

загрузке возрастает. Что же касается нагруженности изгибом в вертикальной плоскости, то, как это обычно и принимается, у автомобиля в снаряженном состоянии она ниже, чем у загруженного. Причем максимальный коэффициент динамичности нагружения оси балансира подвески в этой плоскости для загруженного автомобиля достигает трех.

Таким образом, исследования показали, что при проектировании и доводке рациональных по прочности и металлоемкости осей балансира подвески наряду с нагрузками, действующими на нее в вертикальной плоскости, обязательно нужно учитывать нагруженность средней части осей, связанную с кручением рамы.



# Развитие конструкции автомобиля за 100 лет<sup>1</sup>

Е. И. ПРОЧКО, д-р техн. наук В. Ф. РОДИОНОВ

Московский автомеханический институт

## ПРИВОД ВЕДУЩИХ КОЛЕС

**В** ТРАНСМИССИЯХ первых автомобилей, имевших маломощные и низкооборотные двигатели, применялись плоскоременные передачи, широко освоенные в других областях машиностроения. Они достаточно амортизировали толчки и удары со стороны ведущих колес, а также сглаживали неравномерность вращения коленчатого вала, свойственную одно- и двухцилиндровым двигателям. Путем принудительного перемещения ремня на шкивы разных диаметров и на холостой шкив в трансмиссии получалось несколько передаточных чисел и нейтраль. Однако ременная передача, несмотря на свою простоту, требовала прочной и долговечной основы для ремня, постоянного контроля за его натяжением, шкивов максимального диаметра, защиты от воды, пыли и грязи. По мере роста мощности автомобильных ДВС плоскоременные передачи вообще оказались неработоспособными, и от них полностью отказались.

Правда, интерес к ременным передачам снова возродился после того, как в 1958 г. фирма DAF с успехом применила клиноременный вариатор в автоматической трансмиссии «Вариоматик». За этим последовало использование подобных передач на других автомобилях малого класса, мопедах и снегоходах.

Ценные передачи, непосредственно связанные с ведущими колесами, на самых ранних автомобилях выполняли функции последующей ступени понижения — после ременной передачи, а на более поздних — после шестеренной коробки передач и объединенной с ней зубчатой главной передачи. Применялись передачи с втулочными роликовыми цепями, которые, несмотря на то, что были открытыми, при надлежащем уходе и регулярном смазывании работали вполне надежно и долго. Одним из их решающих достоинств было также то, что они сравнительно просто решали вопрос передачи крутящего момента при вертикальных перемещениях колес, т. е. ведущий мост можно было делать в виде простой жесткой балки, обладающей минимальной массой. Все это обусловило широкое распространение цепной передачи на автомобилях всех типов, и если на легковых от нее стали отказываться только в 1910-х гг., на грузовых она продержалась до конца 1920-х гг., а на некоторых мотоколясках (размещается в закрытом кожухе) применяется и ныне.

На смену цепной пришла карданная передача, не требующая особого ухода и более надежная. Впервые она появилась в Европе в 1894 г. на автомобиле «Рено», причем в сочетании с конической зубчатой главной передачей, которая размещалась в балке заднего моста. С самого начала в большинстве случаев использовались открытые валы с двумя карданными шарнирами на концах. При этом реактивный момент и толкающие усилия от ведущего моста воспринимались как рессорами (система «Гочкисс»),

так и специальными штангами и тягами. Наряду с карданными шарнирами обычного типа (с крестовиной) уже в 1902 г. использовались универсальные сухарного типа, способные компенсировать относительные осевые перемещения соединяемых валов. Чтобы защитить шарнир от загрязнения и удерживать в нем смазку, его часто заключали в жесткий металлический подвижный (вращающийся вместе с валом) или неподвижный сферический кожух. В качестве пары трения в подшипниках крестовины обычно применялись термообработанная сталь и бронза.

В 1910-е гг. некоторые изготовители стали заключать карданный вал в трубу, жестко связанную одним концом с балкой ведущего моста, а другим — через сферическую опору с рамой автомобиля. Такая труба передавала на раму реактивный момент от заднего моста, а нередко и толкающие усилия. Для карданного вала, заключенного в подобную трубу, требовался только один карданный шарнир, который защищался ее сферической опорой от попадания грязи и вытекания смазки. Подобные карданные передачи встречались на отдельных моделях легковых автомобилей вплоть до середины 1950-х гг.

В 1920-е гг. шарниры крестовин стали устанавливать на подшипниках не скольжения, а качения, отличающихся меньшими потерями на трение и большей долговечностью. Самыми подходящими для этой цели оказались колпачковые игольчатые подшипники без внутренних колец с индивидуальными уплотнениями.

В связи с распространением еще до второй мировой войны привода на передние управляемые колеса, а также независимой подвески задних колес как на легковых автомобилях, так и на грузовых автомобилях высокой проходимости, появился ряд конструкций карданных шарниров равных угловых скоростей — начиная с уже освоенных промышленностью двойных шарниров с обычными крестовинами и кончая шариковыми различными типов. В качестве шарниров, работающих при малых или нулевых углах, вплоть до конца 1930-х гг. чаще всего использовали упругие резинокордные муфты, которые хорошо снижали динамические нагрузки в трансмиссии. Впоследствии они вышли из употребления, однако в 1950-е гг. снова нашли применение, но с использованием других конструктивных решений и материалов.

Дифференциал в силовом приводе колес появился еще во времена паровых самоходов и с тех пор стал неотъемлемой частью каждого автомобиля. Дальнейшее совершенствование его конструкции было направлено в основном на устранение главного недостатка этого механизма — возможности раздельного буксования колес на слабых грунтах. Так уже в 1908—1909 гг. на некоторых АТС появились управляемые вручную муфты блокировки дифференциала. Но усилия многочисленных изобретателей

были направлены на создание самоблокирующихся дифференциалов, в которых перераспределение крутящего момента между буксующими и небуксующими колесами происходило бы автоматически. Они были созданы позднее, причем особенно много их принципиальных схем родилось в 1930-е гг. Из них конструктивное и технологическое завершение получили только некоторые дифференциалы повышенного трения — кулачково-плунжерные и червячные. (Такие дифференциалы применялись на армейских автомобилях периода второй мировой войны.) Позже появились дисковые и конусные дифференциалы повышенного трения, которые начиная с 1955 г. иногда использовались на легковых автомобилях с целью повысить устойчивость движения и улучшить разгон.

В качестве главной передачи с межосевым углом 90° на автомобилях выпуска до конца 1910-х гг. устанавливались относительно простые в изготовлении конические редукторы с прямозубыми шестернями. Однако недостаточная плавность и высокая шумность их работы привели к тому, что от них скоро отказались, особенно на легковых АТС. Этому способствовал также другой недостаток редукторов данного типа: минимально допустимое (12) число зубьев ведущей шестерни не позволяло повышать передаточное число главной передачи без существенного увеличения ее габаритных размеров. Решить проблемы сначала пытались путем применения конических главных передач со спиральными некруговыми зубьями, но они оказались нетехнологичными и требовали сложной регулировки. Поэтому на некоторых автомобилях, начиная с «Ланчестера» 1904 г., стали применяться червячные главные передачи, которые работали достаточно плавно и бесшумно, позволяя повысить передаточное число пары до 7—8.

Правда, и они не были лишены недостатков: ведомое червячное колесо приходилось изготавливать из высококачественной бронзы; КПД редуктора оказался ниже, чем у конического зубчатого, и в большой степени зависел от точности монтажа и регулировки червячной пары; для получения приемлемого по величине обратного КПД червяк необходимо было делать многозаходным (3—5), что снижало передаточное число червячной передачи практически до уровня конических зубчатых передач. Тем не менее червячные главные передачи применялись на грузовых автомобилях с колесными формулами 6×6 и 6×4 вплоть до 1940-х гг., так как в этом случае упрощалась конструкция среднего проходного ведущего моста.

В начале 1920-х гг., когда фирмой «Глисон» был разработан метод круговой нарезки зубьев, получили распространение конические главные передачи со спиральными круговыми зубьями, которые обладали высокой плавностью зацепления, относительной бесшумностью и достаточной технологичностью. Минимальное число спиральных круговых

<sup>1</sup> См. «Автомобильная промышленность», № 1 и 2, 1987 г.

Рис. 1

[illegible]

**Рис. 2**

Вологодская областная универсальная научная библиотека  
www.booksite.ru

Схема системы, в которой закон управления реализован таким образом, приведена на рис. 2. В этой схеме на выходе преобразователя 6 положения рейки топливного насоса установлен диодно-резисторный элемент 11, параметры которого выбраны так, что в результате преобразователь имеет статическую характеристику, удовлетворяющую вышеприведенному условию (рис. 1, 2).

Кроме этих элементов, схема системы управления (см. рис. 2) содержит преобразователь 5 частоты вращения коленчатого вала двигателя, включающий в себя металлический диск 1, ко-

торый установлен на коленчатом валу, и бесконтактный переключатель 2, помещенный вблизи этого вала, а также дифференцирующее звено 8, фильтр низших частот 9, катушку индуктивности 14, внутри которой перемещается рейка 3 топливного насоса, мултивибратор 4, согласующий усилитель 7, детектор 10 амплитудно-модулированных колебаний, релейные полупроводниковые усилители 12, исполнительный механизм 13.

Стендовые исследования системы управления показали, что она из-за простоты логического устройства обладает очень высокой надежностью.

УДК 621.43.044.9:621.382

## Бесконтактные электронные системы зажигания новых моделей легковых автомобилей

С. Г. ПУСТЕЛЬНИКОВ, А. Л. РУМЯНЦЕВА, канд. техн. наук В. И. ЧЕПЛАНОВ

НИИАвтоприборов

**КАК ИЗВЕСТНО**, уже в начале XII пятилетия все отечественные автозаводы, выпускающие легковые автомобили, приступают к производству новых базовых моделей. Для их двигателей характерны повышенные степени сжатия, обедненные составы топливовоздушной смеси и поперечное (за исключением автомобилей «Москвич» и «Волга») расположение в моторном отсеке.

Эти особенности, а также требования по увеличению срока службы, снижению эксплуатационных затрат, уровня радиопомех, обеспечению конкурентоспособности на внешнем рынке заставляют применять электронные системы зажигания (табл. 1), которые имеют увеличенную энергию искрового разряда, бесконтактное управление искрообразованием, специальные средства помехоподавления и малую чувствительность к шунтирующим сопротивлениям на свечах.

Как видно из таблицы, на двигателях отечественных легковых автомобилей устанавливается довольно разнообразный набор электронных бесконтактных систем зажигания и их элементов, которые выпускаются как у нас в стране, так и поставляются по кооперации со странами-членами СЭВ (главным образом, из Венгерской Народной Республики). Несмотря на многотипность, все элементы электронных систем отличаются большой степенью унификации.

Так, все перечисленные в таблице коммутаторы взаимозаменяемы по посадочным и присоединительным размерам, а также по параметрам входных сигналов, поступающих от датчика-распределителя; все обеспечивают системе выходные характеристики, соответствующие требованиям ТУ 37.003-1184-83 на катушку зажигания 27.3705.

Первым электронным коммутатором

электроаппаратуры заканчивает подготовку производства к выпуску коммутатора 55.3734, который по своим функциональным параметрам не уступает лучшим зарубежным аналогам, хотя

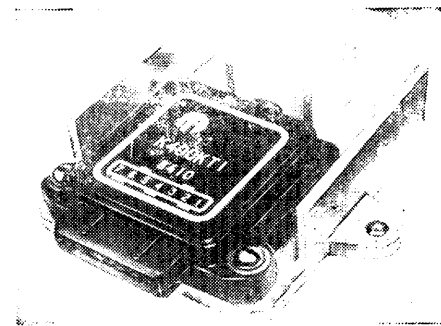


Рис. 2. Коммутатор 56.3734 (K400KT1)

несколько хуже их по массогабаритным показателям вследствие применения устаревшей технологии изготовления.

Еще одна новая разработка, подготовленная к выпуску, — коммутатор 56.3734. Он выполнен на основе гибридной интегральной технологии, что позволило уменьшить его массу и габаритные размеры (рис. 2) и практически уровнять его показатели с аналогичными показателями лучших зарубежных изделий.

В отличие от рассмотренных выше этот коммутатор обеспечивает постоян-

Таблица 1

Автомобиль	Электронный коммутатор	Катушка зажигания	Датчик-распределитель
ВАЗ-2108 и его модификации	36.3734, 55.3734, 56.3734, 56.3734-10, 2108-3734.010-01	27.3705	40.3706
ВАЗ-2105, ВАЗ-2107, ВАЗ-2121 и их модификации	То же	То же	38.3706
«Москвич-2141»	»	»	54.3706, 38.3706*
ЗАЗ-1102	»	»	53.3706
ВАЗ-1111	55.3734	29.3705, 30.3705	55.3706

\* Для двигателя ВАЗ-2106.

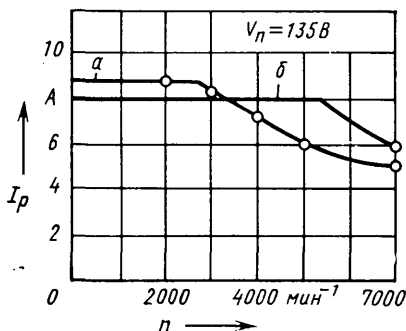


Рис. 1. Зависимость тока разрыва от частоты вращения коленчатого вала двигателя: а — для коммутаторов с программным регулированием времени накопления; б — для коммутаторов с адаптивным регулированием времени накопления

был коммутатор 36.3734. Он выполнен на дискретных электронных компонентах с использованием технологии печатных плат и обеспечивает заданный закон регулирования тока разрыва в катушке зажигания в соответствии с зависимостью, показанной на рис. 1 (кривая «а»). Однако этот коммутатор оказался чувствительным к «разбросу» скважности входного сигнала датчика, трудоемким в настройке в процессе производства, на режиме холостого хода перегревался, а цепь питания датчика Холла не была надежно защищена от помех. Кроме того, его нельзя устанавливать на автомобиле ВАЗ-1111. Поэтому вскоре был создан коммутатор 55.3734, в котором перечисленных недостатков нет, и коммутатор 36.3734 в 1987 г. будет снят с производства, так как Московский завод автоотракторной

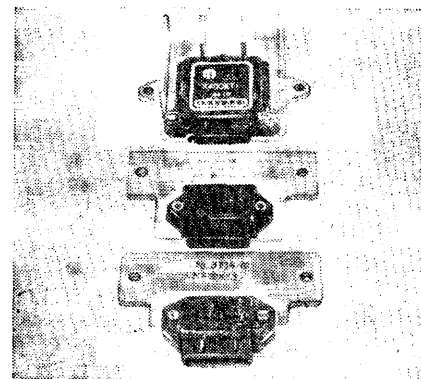


Рис. 3. Гибридный и интегральные коммутаторы: а — коммутатор 56.3734-10 (K400KT3); б — коммутатор венгерского производства; в — коммутатор 56.3734 (K400KT1)

Таблица 2

Коммутатор	Изготовитель (завод, фирма, страна)	Масса коммутатора, кг	Обобщенный показатель при частоте вращения коленчатого вала двигателя	
			800 мин <sup>-1</sup>	3000 мин <sup>-1</sup>
36.3734	АТЭ-2, СССР	0,5	0,3	0,87
55.3734	То же	0,6	0,44	0,87
56.3734	ПО «Элькор», СССР	0,2 (0,4)	0,43	1,0
56.3734—10	То же	0,05 (0,2)	0,75	1,8
2108-3734	«Баконь-МВ», ВНР	0,05 (0,2)	0,75	1,8
0.227.100.103	«Бош», ФРГ	0,05 (0,2)	0,75	1,8
SH4231	«Фарчайлд», США	0,05 (0,2)	0,75	1,8

ный уровень тока в относительно большом диапазоне частот вращения коленчатого вала двигателя (кривая «б»), причем заданная величина тока поддерживается независимо от напряжения источника питания, нагрева катушки зажигания, разброса ее параметров. Регулирование осуществляется по сигналам, снимаемым с индикаторного резистора, включенного в цепь силового транзистора коммутатора. Благодаря контуру обратной связи период накопления энергии в катушке зажигания корректируется автоматически. Иными словами, здесь применен адаптивный способ регулирования периода накопления энергии в катушке зажигания, тогда как в коммутаторах 36.3734 и 55.3734 применен программный способ.

вать обобщенный показатель  $P$ , который представляет собой отношение энергии, запасенной в катушке зажигания к моменту искрообразования, к произведению энергии, потребляемой от бортовой сети автомобиля, на массу коммутатора. Такие отношения для коммутаторов различных типов отечественного и зарубежного производства приведены в табл. 2 (данные в скобках — с учетом массы радиаторов).

Распределители зажигания новых моделей автомобилей в качестве датчика положения коленчатого вала двигателя имеют микропереключатели, работающие на эффекте Холла, т. е. бесконтактные, что исключает необходимость каких-либо регулировочных работ в системе зажигания в процессе эксплуатации автомобиля.

Таблица 3

Распределитель	Изготовитель (завод, фирма, страна)	Параметры распределения					
		Число искр	Направление вращения	Асинхронизм искрообразования, град. п.р.в.	Сквозность сигнала датчика	Габаритные размеры, мм	Масса, кг
40.3706	АТЭ-2, СССР	4	Левое	$\pm 1$	3	170×140	0,96
53.3706	То же	4	То же	$\pm 1$	3	165×145	0,89
54.3706	»	4	»	$\pm 1$	3	200×135	0,89
0.237.021.005	«Бош», ФРГ	4	»	$\pm 1$	3,3	165×130	0,82
0.227.100.920	То же	4	»	$\pm 1$	3,3	190×130	0,85

Коммутатор 56.3734 будет устанавливаться на автомобилях ВАЗ в текущем году.

Как известно, размеры коммутаторов получаются минимальными, если последние выполняются по комплексной технологии, при которой сочетаются технологии полупроводниковая интегральная и гибридная. Это хорошо видно из рис. 3, где показаны коммутаторы 2108-3734.010-01, 56.3734-10 и 56.3734, выполненные по чисто гибридной технологии. Поэтому комплексная технология привлекает все больше внимания. В частности, в текущем году такие коммутаторы, выпускаемые в ВНР, начинают поставляться Вазу в соответствии с планом кооперированных поставок, а коммутаторы 56.3734-10 — с 1987 г.

Для оценки технического уровня электрических коммутаторов можно использо-

Наиболее характерные конструктивные отличия новых распределителей: наличие двух опор приводного вала; фланцевое крепление к корпусу двигателя; жесткая, непосредственная связь приводного вала с бегунком; наличие помехоподавительного резистора (1 кОм), встроенного в бегунок; усиленная изоляция крышки за счет применения новой искровой пластмассы (полибутилентерефталат); неподвижность трассы проводов датчика Холла.

Первые три конструктивные особенности связаны со стремлением конструкторов увеличить жесткость распределителя и уменьшить погрешность момента искрообразования, обусловленные вибрацией как двигателя, так и самого распределителя. Этой же цели служат торцевое горизонтальное крепление распределителя и его привод непосредствен-

Таблица 4

Катушка зажигания	Страна-изготовитель	Параметры					
		Магнитная система	Коэффициент тока, кВ/А	Удельный коэффициент тока, кВ/(А·кг)	Энергия разряда, мДж	Габаритные размеры, мм	Масса, кг
27.3705	СССР	Разомкнутая	3,22	3,7	46	155×57	0,87
29.3705	То же	То же	3,4	3,54	48	101×51	0,41
0.221.122.304	ФРГ	»	3,28	3,86	46	140×56	0,85
12/9-3	То же	»	3,0	7,5	25	90×45	0,4
452963	Англия	»	2,95	4,5	41	153×52	0,65

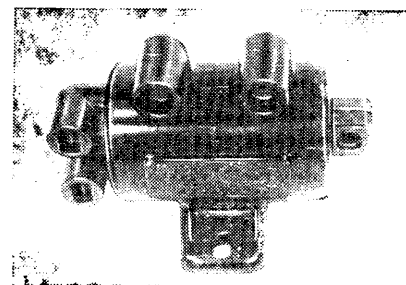


Рис. 4. Двухвыводная катушка зажигания 29.3705 для бесконтактных систем зажигания с низковольтным распределением энергии по цилиндрам двигателя

но от распределительного вала двигателя (автомобиль ВАЗ-2108). Параметры помехоподавительного резистора (1 кОм, 2 Вт) обеспечивают необходимое затухание колебаний в высоковольтной цепи системы зажигания.

В схему защиты от радиопомех входят также высоковольтные провода, снабженные экранированными наконечниками свечей зажигания. Кроме того, в наконечники, а в некоторых случаях и в свечи встраиваются помехоподавительные резисторы на 5 кОм, 2 Вт.

Крышка распределителя зажигания сделана более прочной в отношении электрического пробоя потому, что высоковольтный импульс имеет более высокую, чем в традиционных системах, энергию и в конструкции нет механизма стабилизации положения бегунка относительно бокового электрода крышки.

Заметим, что в двухцилиндровом двигателе автомобиля ВАЗ-1111 нет высоковольтного распределителя зажигания, датчик-распределитель 55.3706 не содержит высоковольтной части (по другим конструктивным признакам он полностью идентичен базовому датчику-распределителю автомобиля ВАЗ-2108). Катушка зажигания здесь — двухвыводная, типа 29.3705.

Бесконтактные системы зажигания могут устанавливаться и на моделях автомобилей ВАЗ, предшествующих ВАЗ-2108. В этом случае бесконтактный датчик-распределитель (38.3706) выполняется на базе серийного распределителя 30.3706, полностью взаимозаменяем с ним по посадочным и присоединительным размерам, но отличается от него микропереключателем на эффекте Холла и специальной трехклемной разъемной колодкой (вместо контактов прерывателя); величиной помехоподавительного резистора в бегунке — 1 кОм (вместо 5). Крышка распределителя выполнена из полибутилентерефталата.

Основные данные распределителей отечественного и зарубежного производства приведены в табл. 3.

Все бесконтактные системы зажигания, за исключением системы автомобиля ВАЗ-1111, имеют унифицированную катушку зажигания типа 27.3705. Для микропроцессорных систем зажигания разработана специальная катушка 29.3705, (рис. 4) имеющая два высоковольтных вывода, подключаемых непосредственно к свечам зажигания. Она выполнена по специальной технологии, включающей пропитку обмоток эпоксидными компаундами и их последующую опрессовку морозостойким полипропиленом. Ее электрические параметры (табл. 4) близки к параметрам катушки зажигания 27.3705 и большинства зарубежных аналогов. Но, как видно из

УДК 629.113.004.5:658.562.018

## Проблема качества автосервиса: сущность и пути решения

Ю. И. ЦИНСКИЙ  
НАМИ

Предприятия автосервиса сейчас подчинены различным ведомствам. Поэтому они разрабатывают и внедряют системы управления качеством на основе подготовленных этими ведомствами методических документов. Например, предприятия «АвтоВАЗтехобслуживания» «привязаны» к заводской системе управления качеством продукции, и их деятельность рассматривается как средство поддержания качества выпускаемой ВАОм техники на этапе ее эксплуатации. Специализированные же предприятия автотехобслуживания, подведомственные Глававтотехобслуживанию, республиканским министерствам бытового обслуживания и автомобильного транспорта, за объект управления принимают услугу, оценивая все стадии формирования ее качества как специфического продукта конкретного труда работников предприятия сферы обслуживания. В том и другом случае акцентируется внимание на техническом обслуживании и ремонте транспортных средств. В меньшей степени учитываются другие виды услуг и еще меньше — такая специфическая особенность, как неизбежность непосредственного общения работников сервиса с заказчиком, т. е. качество взаимоотношений между ними.

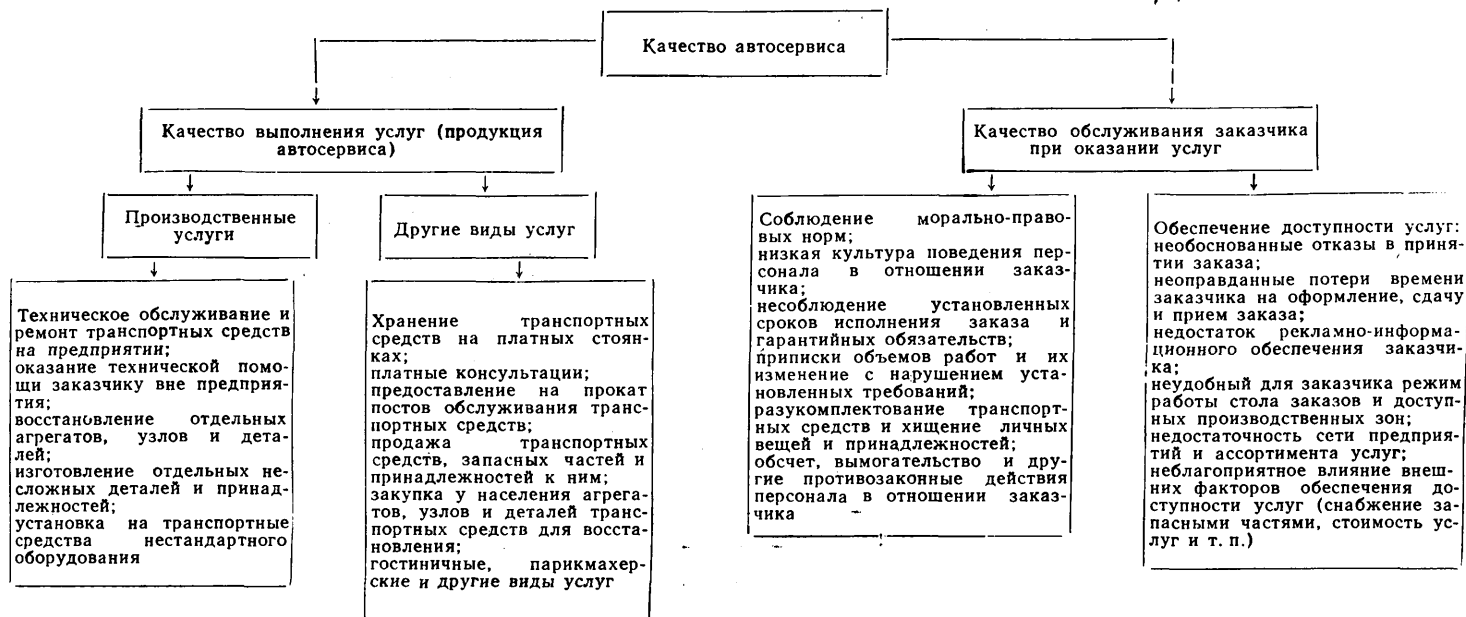
Такой подход не может удовлетворить запросы заказчика, вызывает нарекания как с его стороны, так и со стороны контролирующих организаций. Чтобы исправить положение, представляется необходимым уточнить суть и перечень составляющих проблемы качества в автосервисе, а на этой основе обеспечить единый, независимый от ведомственной подчиненности методический подход к определению объемов работ, границ и критериев функционирования системы управления качеством при ее разработке, внедрении и совершенствовании.

Ниже и делается попытка обосновать такую методику.

Очевидно, что наиболее полно и достоверно проблему качества автосервиса позволяет раскрыть анализ претензий потребителя — заказчика, отраженных в письмах, заявлениях, жалобах и рекламациях. И такой анализ был выполнен применительно к информации по семи крупным региональным объединениям (управлениям) автотехобслуживания. Его результаты (см. схему) показали, что в проблеме качества в системе автосервиса существуют два направления: собственно услуги (продукция автосервиса) и качество обслуживания.

Первое направление связано с выполнением различных оплачиваемых заказов. Очевидно, что перечень проблемных вопросов качества в этом случае количественно можно оценить по перечню отдельно оказываемых услуг — производственных и дополнительных. А так как некачественное исполнение каждой услуги и работы в принципе равновероятно, то вероятность некачественного выполнения всего заказа тем выше, чем больше объем таких работ и шире ассортимент предоставляемых услуг.

Второе направление проблемы качества («Качество обслуживания заказчика при оказании услуг») тоже, как видно из схемы, можно представить состоящим из двух групп, но уже не услуг, а претензий заказчика, относящихся к соблюдению морально-правовых норм персоналом предприятия автосервиса в отношении к заказчику и доступности услуг для заказчика. Суть их и содержание пояснений не требуют — они хорошо видны из схемы.



таблицы, и другие катушки зажигания отечественного производства находятся на уровне выпускаемых ведущими зарубежными фирмами.

Дальнейшее развитие систем зажигания легковых автомобилей будет идти в направлениях снижения трудоемко-

сти изготовления, повышения надежности в эксплуатации аппаратов зажигания (новые виды технологий в электронных коммутаторах, катушках зажигания), расширения функциональных возможностей (например, введением в электронный коммутатор устройства кор-

рекции момента искрообразования по сигналу от датчика детонации), применения комплексных микропроцессорных систем управления двигателями, в которых катушки зажигания и электронные коммутаторы будут использоваться в качестве составных частей.



Из схемы видно также, что проблема качества в автосервисе многогранна и сложна. Например, элемент каждой включенной в схему проблемы, являясь объектом управления, может быть выделен в виде самостоятельной подсистемы. Однако идти этим путем нецелесообразно — получится своего рода «латание прорех». Чтобы этого не произошло, проблему нужно решать комплексно. В свою очередь, чтобы составить единую методологию управления качеством, нужно выявить общие для всех подсистем причины снижения показателей качества и факторы, управляя которыми это качество можно повысить.

Так, анализ работы одного из крупных предприятий автосервиса показал (см. таблицу), что причины (а следовательно, и средства их устранения) определяются сравнительно легко. Например, в подгруппе «Производственные услуги» преобладающее число недостатков в работе связано, как видно из приведенных ниже данных, с субъективными причинами, в том числе с качеством труда непосредственных исполнителей или обслуживающего основное производство персонала, включая ИТР, служащих и руководителей функциональных и производственных подразделений. Следовательно, анализ полностью подтвердил точку зрения, неоднократно высказываемую потребителями услуг автосервиса: проблемы качества в нем — это прежде всего проблемы повышения качества труда работников предприятия. И главная роль принадлежит не столько технике (оборудование, оснастка и т. д.), сколько человеческому фактору.

Причина возникновения плохого качества работы	Доля в общем числе дефектов, %
Недобросовестное, халатное отношение исполнителей к своим обязанностям	75,7
Недостаточная квалификация исполнителей	18,7
Отсутствие необходимой оснастки, инструмента, нормативно-технической документации	4,6
Использование некондиционных запасных частей и материалов, неисправного технологического оборудования, оснастки, инструмента	1,0
Итого:	100,0

В еще большей мере этот вывод относится к качеству обслуживания заказчиков: в данном случае работники автосервиса на различных этапах оказания услуг вступают в непосредственный контакт с заказчиком, а не с принадлежащей ему автомобильной техникой, что и сложнее, и ответственнее.

Из всего сказанного следует, что настала пора внедрять в стране единую комплексную методологию управления качеством выполнения услуг и обслуживания заказчика на предприятиях автосервиса. Ее основой, средством анализа состояния дел с качеством на конкретных предприятиях автосервиса должна стать приведенная выше типовая схема. Из нее в этом случае берутся и в нее вносятся дополнительно конкретные проблемы предприятия, учитывающие его специфику и специализацию производства, а также реальные показатели, характеризующие каждую из проблем. Затем данные показатели сравниваются с аналогичными прогрессивными показателями качества, зафиксированными в нормативно-технической документации. В случае их расхождения разрабатывается и внедряется комплекс практических мероприятий, позволяющий ликвидировать эту разницу. Причем поскольку качество труда работников всех уровней и категорий является важнейшим фактором и объектом управления в развитии комплексной системы управления качеством выполнения услуг, то основным критерием должен стать уровень бездефектности труда, рассчитываемый по результатам контроля за соблюдением требований инструктивной и другой руководящей и нормативно-технической документации при выполнении услуг и обслуживании заказчика, а также на основе учета и анализа его претензий. При реализации функций управления качеством, обеспечения его нормативного уровня (бездефектности труда) основное внимание должно уделяться стимулированию работников за высококачественный труд, их подбору, обучению и расстановке, систематическому контролю работы, ее учету. Иными словами, комплексная система управления качеством должна предусматривать все то, что прямо или косвенно способствует повышению вероятности высококачественного выполнения коллективом и каждым работником предприятия тех функций, которые на него возложены и которые направлены на решение задач социального развития нашего общества.

УДК 629.113.004.5:656.13.08

## Режимы сервисного обслуживания и безопасность автомобилей индивидуального пользования

Кандидаты техн. наук Л. А. КОЧЕТОВ и В. И. СУКОВИЦИН, В. Н. ЗОТОВ

ВНИИ МВД СССР

**Р**ЕЖИМ технического обслуживания автомобилей, принадлежащих гражданам, регламентируется, как известно, сервисными книжками заводов-изготовителей. В этих книжках периодичность и объем работ зафиксированы в номмерных талонах, каждый из которых содержит перечень технологических операций, соответствующий конкретному пробегу автомобиля.

Специалисты ВНИИ МВД СССР, изучая возможности повышения роли центров и станций технического обслуживания в обеспечении безопасности дорожного движения, обобщили содержание сервисных книжек основных моделей отечественных легковых автомобилей и выявили некоторые не только

любопытные, но и настораживающие, с точки зрения безопасности, обстоятельства.

Так, установлено, что перечнем операций не предусмотрено чтобы проводимые на предприятиях автосервиса регулировочные, ремонтные и осмотровые работы по обслуживанию тормозных систем завершались контролем выходных параметров этих систем. Например, ни в одном талоне обслуживания (кроме талонов автомобилей ВАЗ-2108) не предусмотрена проверка эффективности действия тормозных механизмов передних колес, а также стояночных тормозных систем. Эффективность тормозных механизмов задних колес проверяется только на автомобилях ВАЗ (см. табл.).

Операция по проверке	Номера талонов сервисных книжек					
	ВАЗ	ГАЗ	АЗЛК	ИЖ	ЗАЗ	ЛуАЗ
Эффективности работы тормозов задних колес	Нечетные	—	—	—	—	—
Эффективности работы тормозов передних колес	Все (только для ВАЗ-2108)	—	—	—	—	—
Эффективности стояночной тормозной системы	—	—	—	—	—	—
Направления световых пучков фар	Нечетные (для ВАЗ-2108; 1; 4; 7)	Нечетные	1	1,3—17	Четные, начиная с № 6	Нечетные
Люфта рулевого колеса	Все	Четные, кроме того № 9 и 17	Четные, начиная с № 4	Четные, начиная с № 4	Четные, начиная с № 4	Нечетные
Токсичности отработавших газов	Все	Все	Все	2—17 (кроме 8 и 14)	№ 2 и нечетные	Все

Правильность регулировки фар оценивается на всех моделях автомобилей, однако периодичность такой оценки для каждой модели своя. Например, согласно сервисной книжке автомобиля АЗЛК данный параметр должен проверяться только при техническом обслуживании после первых 450—700 км пробега, а на близком по конструкции автомобиле «ИЖ-Москвич» — при всех 17, за исключением второго, предусмотренных книжкой номерных обслуживаниях. На автомобилях ЗАЗ эту операцию выполняют после первых 40 тыс. км пробега.

Нет единообразия и в периодичности проверки такого важного для безопасности движения параметра, как величина люфта в рулевом управлении, а также уровня экологических качеств автомобиля (токсичности отработавших газов). Более того, разработчики сервисных книжек автомобилей ЗАЗ и «ИЖ-Москвич» вообще не приняли во внимание ГОСТ 17.2.03—77 «Охрана природы. Атмосфера. Содержание окиси углерода в отработавших газах автомобилей с бензиновыми двигателями. Нормы и методы определения»: в этих книжках проверка токсичности выбросов двигателя по каждому талону не предусмотрена.

Подобного рода примеры можно продолжить, однако и приведенных, думается, вполне достаточно, чтобы понять, почему многие автомобили, прошедшие техническое обслуживание на предприятиях автосервиса, тем не менее требованиям Правил дорожного движения не соответствуют.

Нельзя не сказать о том, что сервисные книжки во многом не «стыкуются» и с другими нормативными документами. Например, по срокам контроля параметров безопасности легковых автомобилей государственных предприятий (Положение о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта) такой контроль должен

выполняться через каждые 4 тыс. км пробега, периодичность же обслуживания автомобилей индивидуального пользования, согласно сервисным книжкам, как правило, составляет 10 тыс. км. Значит, легковые автомобили государственных организаций нужно обслуживать по каким-то промежуточным перечням технологических операций, так сказать домашнего изготовления. Это с одной стороны. С другой же выходит, что личные автомобили, которые обслуживаются по срокам талонов сервисной книжки, запрограммированы на меньшую безопасность!

Положение усугубляется тем, что многие из указанных параметров могут быть оценены только на стендах или при помощи приборов, что исключает возможность их проверки силами автолюбителей. Эти обстоятельства являются одной из причин появления в эксплуатации большого числа легковых автомобилей с неисправностями, угрожающими безопасности движения и способствующими загрязнению атмосферного воздуха.

Таким образом, можно сделать вывод: заводы-изготовители легковых автомобилей ОСТ 37.001.268—83 «Книжки сервисные легковых автомобилей» пока не выполнили. В частности, его п. 4, где записано, что объем работ по техническому обслуживанию должен обеспечивать безопасную эксплуатацию автомобилей, т. е. гарантировать соответствие их технического состояния Правилам дорожного движения. И этот недостаток нужно возможно быстрее устранить. В частности внести соответствующие изменения в сервисные книжки и преysкуранты на техническое обслуживание и ремонт автомобилей. Доработанные же таким образом отраслевые нормативные технические документы по вопросам, влияющим на безопасность дорожного движения, обязательно согласовать с Главным управлением ГАИ МВД СССР.

УДК 621.43-588-55

## Устройство для регулирования режима холостого хода

Н. В. ВЕПРИНЦЕВ, В. В. ГЕРАЩЕНКО, А. Г. БЫХОВСКИЙ

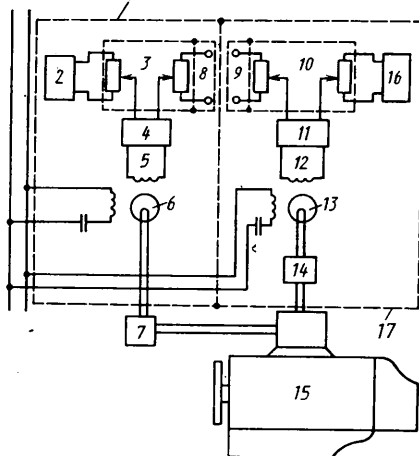
Могилевский машиностроительный институт

**А**ВТОМОБИЛЬНЫЙ двигатель имеет широкий диапазон изменения нагрузочных и скоростных режимов работы, определяемый условиями движения автомобиля в транспортном потоке. Это — режимы, соответствующие разгону, установившемуся движению, торможению двигателем (принудительный холостой ход) и собственно холостому ходу. Причем в балансе времени работы двигателя режим холостого хода составляет от 20 до 39,5% общего времени пребывания автомобиля на линии, в расходе топлива и выбросе отработавших газов — соответственно 15 и 10%. Поэтому регулирование холостого хода карбюратора на минимум расхода топлива и токсичности отработавших газов — дело крайне необходимое для практики.

Для выполнения этой операции в условиях стенда в Могилевском машиностроительном институте разработано специальное устройство (см. рисунок), которое состоит из системы 17 поддержания частоты вращения коленчатого вала двигателя и системы 1 регулирования холостого хода карбюратора.

Первая включает в себя источник 9 напряжения; элемент сравнения 10, первым входом подключенный к источнику 9 напряжения, а вторым — к выходу датчика 16 частоты вращения коленчатого вала двигателя 15; усилитель 11, входом подключенный к выходу элемента

сравнения 10; электрический двигатель 13 с обмоткой 12 управления, подключенной к выходу усилителя 11; редуктор 14, который соединяет электродвигатель 13 с осью дроссельной заслонки карбюратора.



Система 1 регулирования холостого хода карбюратора имеет в своем составе источник 8 напряжения, элемент сравнения 3, первым входом подключенный к источнику напряжения, вторым — к выходу датчика 2 мгновенного расхода топлива; усилитель 4, входом подключенный

к выходу элемента сравнения 3; электродвигатель 6, обмотка 5 управления которого подключена к выходу усилителя 4; редуктор 7, соединяющий двигатель 6 с «винтами качества» карбюратора.

Устройство работает следующим образом. В процессе горячей обкатки двигателя система холостого хода карбюратора регулируется на минимальный расход топлива, а частота вращения коленчатого вала двигателя устанавливается минимальной для режима холостого хода. Если расход топлива больше заданного, то на выходе элемента сравнения 3 появляется сигнал, который, пройдя усилитель 4, подается на обмотку 5 управления электродвигателя 6. Этот двигатель через редуктор 7 поворачивает винты «качества» карбюратора до тех пор, пока выходной сигнал элемента сравнения 3 не станет равным нулю, т. е. пока не установится заданный минимум расхода топлива.

При этом, естественно, изменяется частота вращения коленчатого вала, а следовательно, и выходной сигнал датчика 16 его частоты вращения. На выходе элемента сравнения 10 системы 17 появится сигнал, который, пройдя усилитель 11, попадет на обмотку 12. Двигатель 13 через редуктор 14 повернет ось дроссельной заслонки карбюратора и тем самым восстановит заданную частоту вращения коленчатого вала.

# Карбюратор-смеситель К-126С. Конструкция и регулировка

В. Б. ПИЧУГИН, кандидаты техн. наук Л. Н. ЛУКОВ и А. П. ГУСАРОВ, А. Н. СЕМЕНИХИН, В. М. ЛЕОНЕНКОВ

Заволжский моторный завод имени 50-летия СССР,  
Центральный научно-исследовательский автополигон НАМИ

В 1986 г. принято решение о постановке на производство карбюратора-смесителя К-126С двух модификаций, выполненных на базе карбюратора К-126Г. Одна из них предназначена для установки на двигатель ЗМЗ-4027.10 автомобиля ГАЗ-24-17 «Волга», работающего на сжиженном пропан-бутановом газе и бензине; вторая, отличающаяся дозирующими элементами, — на двигатель ЗМЗ-4028.10 автомобиля ГАЗ-24-27 «Волга», работающего на сжатом природном газе и бензине.

Карбюратор-смеситель, конструктивная схема которого приведена на рис. 1, кроме штатных бензиновых дозирующих систем карбюратора К-126Г включает три газовые дозирующие системы — главную, холостого хода и эконоостатную. Он — двухкамерный; в главных топливоздушных проточных каналах 6 и 38 расположены дроссельные заслонки 5 и 39, малые (15 и 27 с бензиновыми системами 16) и большие (14 и 29) диффузоры. В последних по окружности выполнены радиальные выходные отверстия 13 и 30 газовой главной дозирующей системы (18 и 22). Газовая система холостого хода с регулировочным винтом 7 сообщается с задрессельным пространством каналом 9 и отверстием 4.

Газовые главная дозирующая система и система холостого хода через газовый патрубок 3, газораспределительную полость 40 и газовые жиклеры 19, 34 и 36 сообщаются с последней ступенью 2 газового редуктора 1 газовой системы питания двигателя.

Газовая эконоостатная система 28 состоит из вертикального канала 26, выполненного в стенке 25 карбюратора-смесителя, и распылителя 24, расположенного над малыми диффузорами.

Газораспределительная полость 40 выполнена как отдельный элемент, устанавливаемый на корпусе карбюратора-смесителя 21 в зонах 17 и 23 максимальной скорости потока больших диффузоров, и сообщается с газовыми системами при помощи отдель-

мами, установлены газовые жиклеры 19, 34 и 36, а в соединительном канале 8, сообщающем полость 40 с системой холостого хода — регулировочный винт 7.

Конструкция карбюратора-смесителя позволила решить две взаимосвязанные задачи, возникающие при разработке газовых

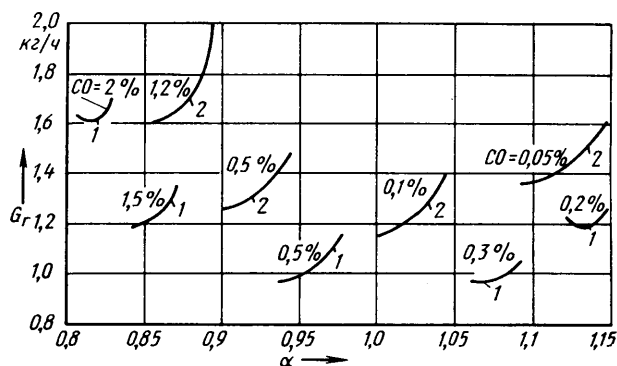


Рис. 2

карбюраторов-смесителей, — устранить влияние газовых смесительных элементов во впускном тракте на наполнение двигателя и упростить конструкцию газовых дозирующих систем без ухудшения показателей двигателя при работе на газе.

В частности, при создании главной газовой дозирующей системы использованы элементы бензинового карбюратора, в том числе диффузоры, что позволило отказаться от проставки с газовыми диффузорами, которая, как правило, применяется на карбюраторах-смесителях, выполненных на базе серийных бензиновых карбюраторов. Это достигнуто посредством использования съемных больших диффузоров с кольцевыми пазами, а также специальной газосмесительной камеры, устанавливаемой на корпусе карбюратора-смесителя и сообщаемой с кольцевыми пазами диффузоров первой и второй камер каналами с газовыми жиклерами.

В конструкции главной газовой дозирующей системы исключен также разделительный клапан газосмесительной камеры, препятствующий перетеканию воздуха из одной камеры карбюратора в другую, что существенно улучшило процессы смесеобразования, особенно при работе первой камеры. В последнем случае поступление воздуха из второй камеры в первую ограничивается газовыми жиклерами второй камеры и эконоостата, вследствие чего перетекание воздуха значительно меньше, чем в случае известных схем с газовыми диффузорами в проставке и газовыми жиклерами в редукторе. Благодаря этому то небольшое перетекание воздуха, которое есть, не ухудшает показатели рабочего процесса; воздух, проходя через газораспределительную полость 40, несколько «эмульсирует» газ до выхода его в главный топливоздушный проточный канал 6 первой камеры, что улучшает смесеобразование.

Газовая система холостого хода, как упоминалось выше, выполнена в виде канала, соединяющего газораспределительную полость на карбюраторе с задрессельным пространством, и имеет регулировочный винт холостого хода в канале на выходе из этой полости. Система имеет одно выходное отверстие в задрессельное пространство и выполнена, в отличие от традиционных схем газовых смесителей, без разделительного клапана между системой холостого хода и главной дозирующей системой. То есть она такая же, как и у большинства карбюраторов-смесителей и смесителей, выпускаемых ведущими зарубежными фирмами («Тартарини», «Ланди-Ренцо», «Авто-Спринт», «Мазда» и т. д.): эти фирмы тоже не применяют разделительный клапан. Причем делается это не столько ради упрощения конструкции, сколько потому, что такой клапан ухудшает ездовые качества автомобиля, так как препятствует быстрому поступлению газа к выходным отверстиям главной дозирующей системы при резком открытии дроссельных заслонок.

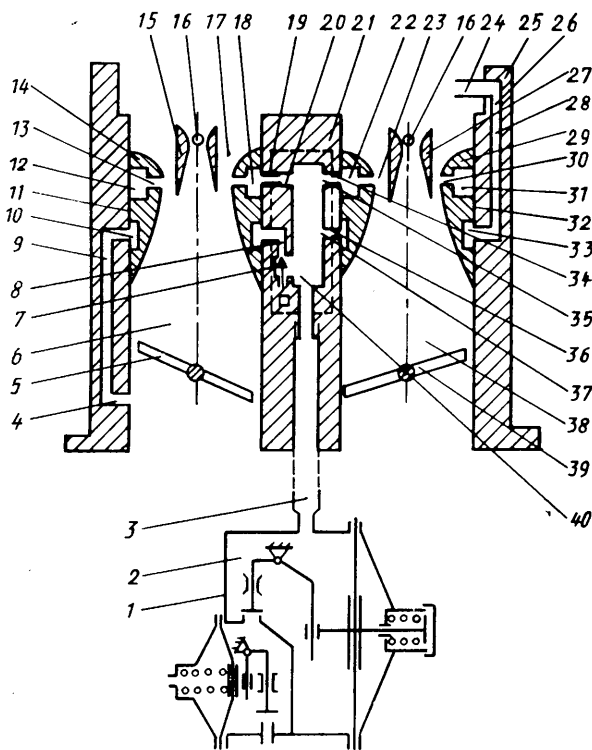


Рис. 1

ных для каждой системы каналов (8, 20, 35, 37) и кольцевых пазов (10, 12, 31, 33), выполненных на внешних сторонах (11 и 32) больших диффузоров. В каналах 20, 35 и 37, сообщающих полость 40 с главной дозирующей и эконоостатной систе-

УДК 621.791.72:621.375.826

## Эффективный путь повышения коэффициента использования металла

Канд. техн. наук В. С. ДРИЖОВ, А. И. СТЕПАНОВ, М. В. МЕЛЬНИКОВ, А. И. ИВАНОВ  
НПО «ВНИПП»

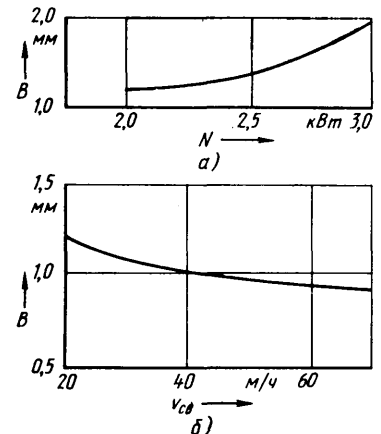
**П**РИ ИЗГОТОВЛЕНИИ сепараторов подшипников методом холодной вырубке кольцевых заготовок из широкой ленты и последующим формованием коэффициент использования металла не превышает 0,22—0,27. И анализ показывает: метод и основанная на нем технология устарели, нужны другие — более экономичные, перспективные. Одна из таких технологий — получение кольцевых заготовок путем их навивки из узкой ленты и сварки стыка: в этом случае коэффициент использования металла можно повысить до 0,95.

Навивка кольцевых заготовок полусепараторов подшипников из ленты — дело не новое. Однако из-за большой трудоемкости обработка места соединения, обработанного традиционными методами

сварки, такая технология применения не находила. С появлением лазерной сварки положение резко изменилось: она обеспечивает высокую концентрацию энергии в пятне нагрева, процесс сварки идет без защитной атмосферы, структура металла в шве и околошовной зоне получается мелкозернистой, а зоны закалки и отпуска — небольшими. Прочность сварного соединения оказывается равной прочности основного металла или даже превышает ее.

Все сказанное подтвердилось в ходе исследования, проведенного в ВНИППе применительно к кольцевой заготовке

Рис. 1. Влияние мощности излучения и скорости сварки на ширину шва:  
а — скорость сварки 20 м/ч; б — мощность излучения 2 кВт



Особенностью газовой системы холостого хода карбюратора-смесителя К-126С является и то, что газ в нее забирается из газораспределительной полости, отделенной от воздуха каналами с газовыми жиклерами главной и эконоплатной дозирующих систем смесителя и свободно (без жиклеров) сообщающейся с выходной ступенью редуктора. Такая конструкция обеспечивает ограниченное поступление в газосмесительную полость воздуха и свободное поступление газа, что обеспечивает надежный подвод последнего в эту систему. Кроме того, перед поступлением во впускной тракт происходит «эмульсирование» газа воздухом из жиклерных газовых отверстий. Благодаря этому, а также выбору расположения и диаметра выходного отверстия системы двигатель на холостом ходу (700—750 мин<sup>-1</sup>) работает устойчиво, с очень низким (0,05—0,15%) содержанием окиси углерода в отработавших газах (содержание углеродов — 100—150 млн.<sup>-1</sup>). Расход  $G_r$  газа (рис. 2) на этом режиме составляет 1,1—1,6 кг/ч (кривые 1 — при работе на бензине, 2 — на природном газе).

Следует отметить, что системы холостого хода с разделительным клапаном при работе на газе, особенно природном, обеспечивают такое же низкое содержание окиси углерода в отработавших газах. Однако в этом случае ухудшаются ездовые качества, так как из-за обеднения рабочей смеси происходит «провал» в работе двигателя при включении главной дозирующей системы (резком открытии дроссельных заслонок). На карбюраторе-смесителе К-126С таких «провалов» нет, потому что на режиме холостого хода двигателя газ находится в газораспределительной полости, т. е. у выходных отверстий главной дозирующей системы. Поэтому при резком открытии дроссельной заслонки он без задержки выходит во впускной тракт смесителя. Главное же, благодаря этому представляется возможность регулировать холостой ход на небольшое (0,3—0,5%) содержание окиси углерода без боязни, что относительно большие колебания выходного давления в последней ступени газового редуктора приведут к увеличению этого содержания сверх 1,5%. Например, испытания автомобилей, оборудованных двигателями с карбюраторами-смесителями К-126С, на булыжной дороге, где диапазон колебаний давления в последней ступени редуктора максимален, показали: содержание окиси углерода в отработавших газах не превышает 1,3%.

Из рис. 1 видно, что в карбюраторе-смесителе К-126С традиционный клапан экономайзера в газовом редукторе заменен

на эконоплатную систему, которая является частью конструкции самого карбюратора. Благодаря этому упростилась конструкция газового редуктора, который в данном случае не содержит никаких регулировочных жиклеров, и повысилась надежность системы в целом.

Как показали результаты моторных испытаний, установка карбюратора-смесителя К-126С на двигатель ЗМЗ-4027.10 при работе на сжиженном газе обеспечивает максимальные (по ГОСТ 148146—81) мощность, равную 62,5 кВт при 4500 мин<sup>-1</sup>, крутящий момент 167 Н·м при 2600 мин<sup>-1</sup>, минимальный удельный расход топлива — 272 г/(кВт·ч). При работе на сжатом природном газе эти показатели соответственно равны 56,6 кВт, 150 Н·м и 272 г/(кВт·ч), на бензине — 69,8 кВт, 176,5 Н·м и 291 г/(кВт·ч).

На стенде с беговыми барабанами автомобиля ГАЗ-24-17 и ГАЗ-24-27 при испытаниях по ездовому циклу (ОСТ 37.001.054—74) в случае работы на сжиженном газе (расход газа — 9,25 кг/100 км) обеспечивали содержание окиси углерода в отработавших газах 20 г/исп., углеводородов и окислов азота — 17,9 г/исп., на сжатом газе (расход газа — 9,7 кг/100 км) — 5 и 17,7 г/исп.; на бензине (расход газа — 10,5 кг/100 км) — 65 и 22,9 г/исп.

В дорожных условиях при работе на сжиженном газе максимальная скорость автомобилей ГАЗ-24-17 составила 141 км/ч, время разгона до 100 км/ч — 21,5 с, на сжатом газе — соответственно 126,1 км/ч и 29 с, на бензине — 146 км/ч и 19 с. Осредненный в интервале скоростей 40—120 км/ч расход топлива по топливной характеристике установившегося движения при работе на сжиженном газе составил 6,9, на сжатом — 6,4 и на бензине — 8,3 кг/100 км.

Как видим, результаты испытаний свидетельствуют о достаточно высоком уровне организации смесеобразования карбюратором-смесителем К-126С при работе на газе. В то же время при доводке систем дозирования в условиях стендовых и дорожных испытаний двигателей ЗМЗ-4027.10, ЗМЗ-4028.10 и автомобилей ГАЗ-24-17 и ГАЗ-24-27 выявились и определенные резервы улучшения показателей рабочего процесса, связанных с дальнейшей стабилизацией режимов холостого хода, оптимизацией диаметров жиклеров и других размеров карбюратора-смесителя, углов опережения зажигания и температурных режимов газа, поступающего в газосмесительную камеру. Эти резервы в дальнейшем будут использованы.

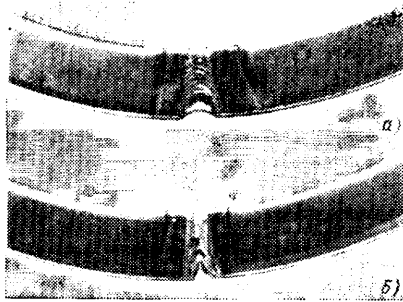


Рис. 2. Сварной шов, выполненный лазерной сваркой (мощность излучения 2,5 кВт) в условиях полного проплавления при скорости: а — 20 м/с; б — 70 м/с

змейкового полусепаратора подшипника 308, выполненной из стали 08 кп.

Стык размером 1,5×5 мм сваривали при помощи газодинамического лазера непрерывного инфракрасного излучения. Анализ влияния режимов сварки на форму соединения позволил установить (рис. 1), что в условиях полного проплавления материала минимальная ширина шва кольца полусепаратора получается равной примерно 1 мм, но в конце, независимо от режима (если он постоянен при

сварке всего шва) образуется дефект (рис. 2), который представляет собой концентратор напряжений. Поэтому последующее деформирование сваренной заготовки с целью получить змейковые полусепараторы часто приводит к разрушению этих зон.

Такого рода дефектов можно избежать, если мощностью лазерного излучения управлять по специальной программе — уменьшать ее в конце шва. Однако сделать это непросто: сваривается узкая лента шириной 5,5 мм и время сварки составляет 0,3 с. Специалисты ВНИПП опробовали новый вариант сварки — с двух сторон с неполным проплавлением (рис. 3).

Как видно из рисунка, в данном случае при движении свариваемого образца в направлении А сварка производится при помощи системы «з», а при обратном движении (по стрелке Б) работает оптическая система «а—б—в», направленная на обратную сторону шва.

Последний вариант сварки оказался оптимальным: он исключил дефект в конце шва и не увеличил время цикла изготовления кольцевой заготовки (продолжительность сварки в этом случае менее 1 с); испытания на изгиб показали, что при угле загиба 90° разрушений и трещин в

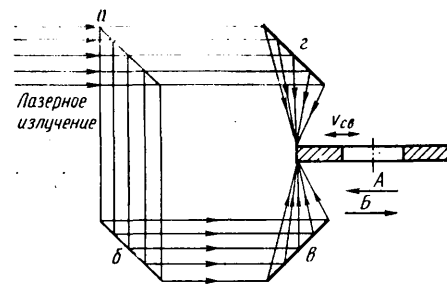


Рис. 3. Схема лазерной сварки узкой ленты с двух сторон в условиях неполного проплавления

шве не наблюдается. Выявилось также, что сварной шов можно располагать как на сфере, так и на плоскости полусепаратора. (Последний вариант предпочтительнее, так как в этом случае зона соединения стыка находится вне зоны контакта шарика и полусепаратора).

Данная технология позволяет увеличить коэффициент использования металла с 0,25 до 0,95, экономить 600 т металла сепараторной ленты, получить экономический эффект — 174 тыс. руб. в год при изготовлении подшипника 308 на ГПЗ-1.

УДК 621.822.6.001.4:620.1.05

## Новые машины для испытаний подшипников качения

В. Ф. ШКАЛЕВ

Загорский филиал ВНИПП

**РАБОТОСПОСОБНОСТЬ** подшипников качения определяется, как известно, в ходе стендовых испытаний, проведение которых связано со значительными материальными и трудовыми затратами в случае применения традиционных испытательных машин. Поэтому в отрасли постоянно ищут способы и средства повышения производительности этих работ, в том числе создают принципиально новые машины.

Одна из них — испытательная машина ИМБ-2 (рис. 1) имеет пять головок, которые позволяют одновременно оценивать качество 20 подшипников, т. е. в 5 раз больше, чем на обычной машине. Кроме того, на этой машине применены головки, в которых вал с четырьмя подшипниками монтируется и демонтируется без разборки бабки (через задний стакан), что значительно упрощает эти операции.

Опытная эксплуатация машины показала перспективность такой конструкции. Поэтому на ее основе во ВНИППе разработана испытательная машина ВНИПП-549 с аналогичными головками, пущенная в серийное производство.

Вторая машина — ВНИПП-554 (рис. 2) предназначена для испытаний карданных подшипников методом качения шипа в подшипнике. Она представляет собой усовершенствованный вариант машины ВНИПП-548, которая имеет две испытательные головки и позволяет испытывать четыре подшипника одновременно. На машине ВНИПП-554 при тех же габаритных размерах, что и ВНИПП-548, — пять двухъярусных головок, число одновременно испытываемых подшипников — 20. Кроме того, в ней значительно упрощены операции монтажа и демонтажа подшипников: если на машине ВНИПП-548 нужно было предварительно снимать, а затем устанавливать массивный узел нагружения и крышки, то на ВНИПП-554 узел нагружения не демонтируется, а вместо съемных крышек применены быстродействующие зажимы.

Для испытания карданных подшипников методом их качения вокруг неподвижного шипа также создана специальная машина с оригинальной конструкцией (рис. 3) головки.

В разъемном корпусе 3 этой головки смонтированы стаканы 9 с самоустанавливающимися подшипниками 8, которые служат опорой для втулок 5 с испытываемыми подшипниками 6. Ось 7 своими шипами входит в испытываемые подшипники и

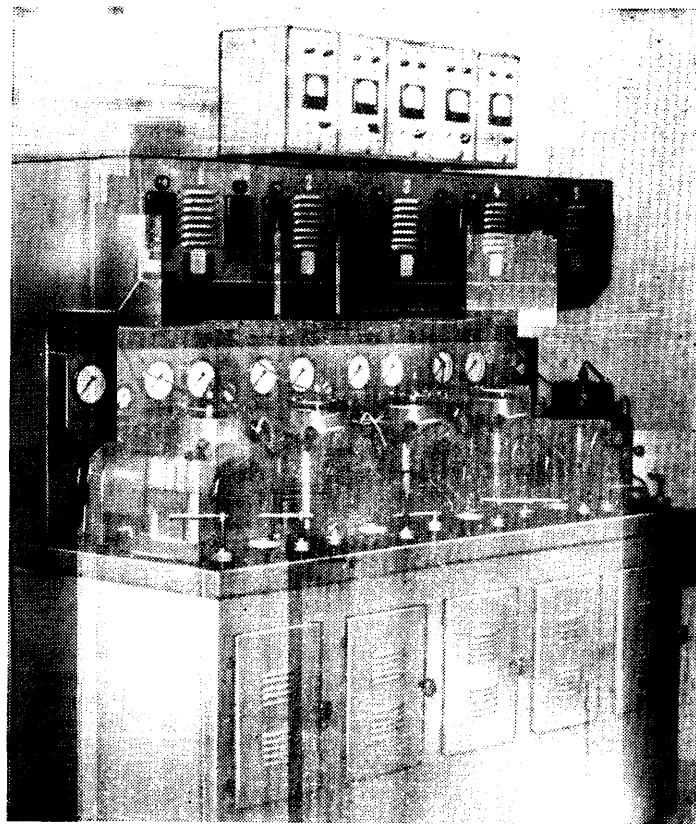


Рис. 1



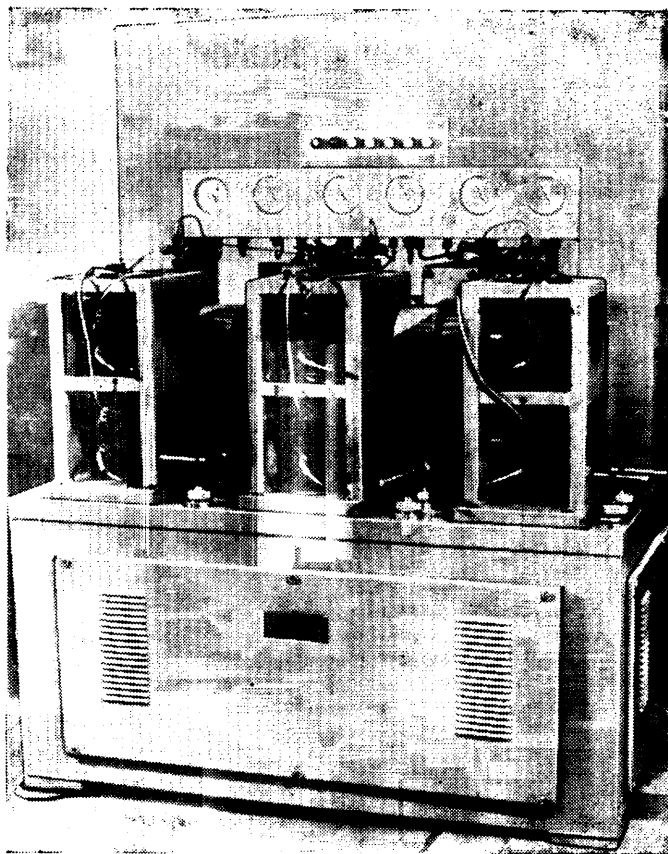


Рис. 2

нагружается узлом 4 гидростатического нагружения. Качательное движение втулок 5 передается от кривошипного механизма 1 через муфты 2.

Такая конструкция головки позволяет нагружать подшипники не посредством ступенчатого вала, а при помощи простейшей оси либо даже крестовины от серийного карданного вала автомобиля. Благодаря этому значительно упрощаются установка и снятие испытываемых подшипников, снижается металлоемкость оснастки.

Для испытания карданных подшипников в условиях, имитирующих их работу в составе карданного вала ведущего моста автомобиля, на базе машины ВНИПП-522 разработана новая машина ВНИПП-522М (рис. 4). Первая имеет два карданных вала с четырьмя шарнирными соединениями и позволяет испытывать одновременно 16 карданных подшипников, в том числе восемь из них — в пылевых камерах. Но у нее — нестабильный момент закрутки от нагрузочной муфты (из-за повышенной жесткости звеньев замкнутого контура); малая жесткость, а следовательно, и надежность телескопических устройств, встроенных в карданные валы; большие нагрузки на узел возвратно-поступательного движения одной из раздаточных коробок большой массы; значительные размеры карданных валов. У новой же модификации четыре карданных вала 3 и восемь шарнирных

соединений, в которых можно одновременно испытывать 32 подшипника, в том числе 16 — в пылевых камерах. Однако при необходимости число одновременно испытываемых подшипников можно уменьшить (за счет замены двух карданных валов на простой вал, соединяющий две неподвижные раздаточные коробки).

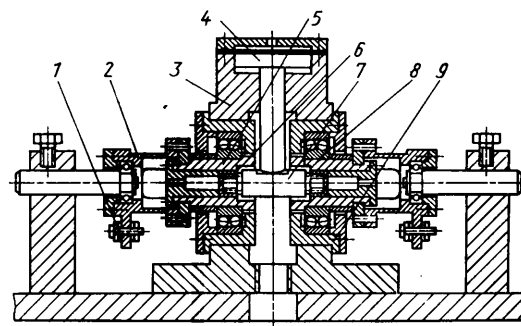


Рис. 3

В новой машине, в отличие от ВНИПП-522, обе раздаточные коробки 1 закреплены неподвижно, а угловое перемещение карданных валов осуществляется перемещением промежуточной подвижной стойки 4 перпендикулярно оси вращения валов. Поскольку эта стойка имеет небольшие габаритные размеры и массу, на ее перемещение требуется незначительное усилие.

Для стабилизации момента закрутки от нагрузочной муфты 2 в замкнутом контуре в качестве одного из карданных валов используется специальная упругая муфта 5 переменной жесткости.

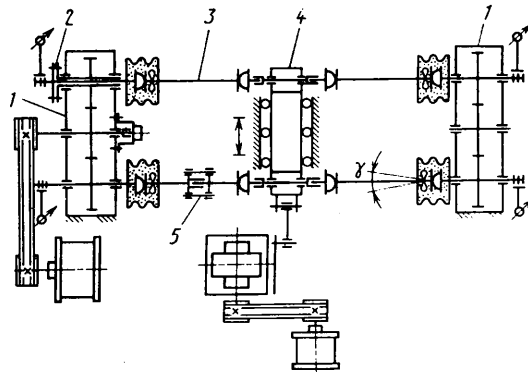


Рис. 4

Телескопические устройства, предназначенные для обеспечения углового перемещения карданных валов, встроены в промежуточную стойку и имеют достаточную жесткость. Дисбалансные нагрузки от телескопического устройства воспринимаются этой стойкой, не влияя на качество испытаний.

Новая машина не только в 2 раза производительнее, но и надежнее машины ВНИПП-522.

УДК 621.822.004.58

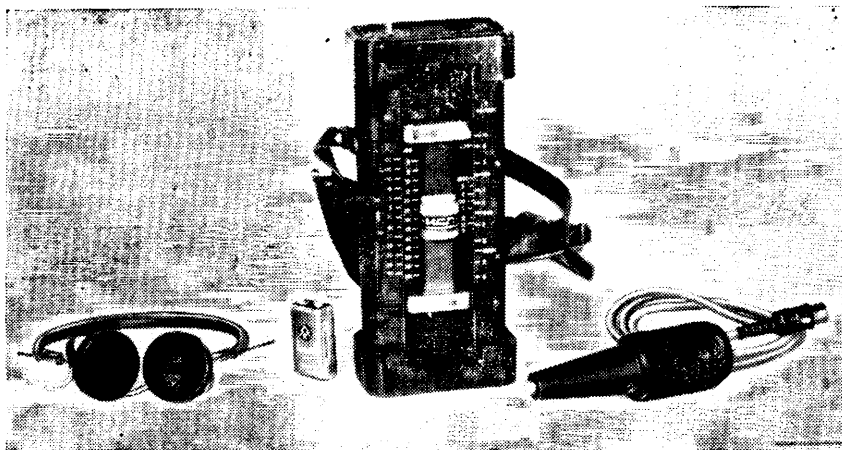
## Диагностика подшипниковых узлов

А. М. АВДЕЕВ  
НПО ВНИПП

**ПАРАМЕТРАМИ**, по которым диагностируются подшипники, могут быть температура невращающегося кольца или подшипникового узла, изменение тока электродвигателя или скорости его вращения, акустические волны, акустическая эмиссия и т. д. Но большинство из них дает надежную информацию лишь тогда, когда подшипник уже имеет серьезное повреждение, а если и раньше

(например, измерение акустической эмиссии), то применяемая аппаратура оказывается дорогой и дефицитной. Поэтому специалисты ВНИППа при составлении технического задания на разработку переносного портативного прибора для измерения состояния подшипников в качестве диагностического параметра выбрали волны вибрации, распространяющиеся в металле при ударе. (Использование

этого параметра называют также ударно-импульсным методом или SPM-методом.) Суть метода заключается в следующем: при вращении подшипника с поврежденными дорожками качения и шариками в его корпусе возникает кратковременная волна давления — ударный импульс, измерив который, можно судить о величине повреждений, так как известно, что величина ударных импульсов



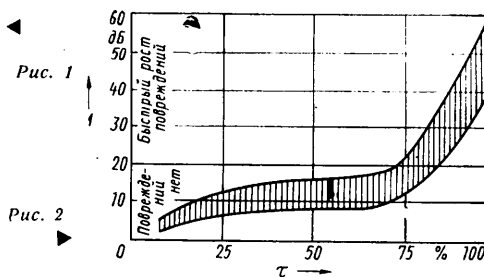
за срок службы подшипника увеличивается примерно в 1000 раз.

Для этого диагностического параметра разработан и изготовлен прибор ИСП-1 (рис. 1).

Прибор состоит из шупа, пьезоакселерометра и измерительного блока. Волны вибрации, распространяющиеся в металле исследуемого подшипникового узла, воспринимаются шупом и передаются в пьезоакселерометр, работающий в режиме резонанса ( $\sim 25$  кГц). Здесь они преобразуются в электрический импульс, который через предусилитель поступает в измерительный блок, где сравнивается с установленным оператором порогом (эталон) и, если он превышает этот порог, блок выдает звуковой импульс в

головные телефоны оператора (одновременно включается красный светодиод, расположенный на корпусе шупа).

Пороговый уровень сигнала зависит от положения движка на корпусе измерительного блока, который при этом указывает величину ударных импульсов (в усл. ед.) и состояние подшипника. Для удобства пользования шкала имеет три участка — зеленого, желтого и красного цвета, соответствующие хорошему, удовлетворительному и плохому (аварийному) состоянию подшипника. Начальные условия — диаметр внутреннего кольца подшипника и частота его вращения — вводятся совмещением соответствующих величин на дополнительной шкале и корпусе прибора.



Работа оператора сводится к тому, чтобы он, выбрав точку измерения на корпусе подшипникового узла (машины) и прижав в этом месте шуп, перемещал движок на корпусе прибора до тех пор, пока непрерывный звуковой сигнал не сменится отдельными редкими импульсами.

Таким образом, при единичном измерении достаточно определить, в какой части шкалы — красной, желтой или зеленой — находится указатель. Более точные данные о состоянии подшипника можно получить путем сравнения результатов периодически повторяющегося контроля подшипникового узла. (Типичная кривая состояния работы подшипника за период его эксплуатации приведена на рис. 2. На нем  $\tau$  — срок службы подшипника,  $I$  — уровень ударных импульсов.)

Прибор ИСП-1 прошел испытания при диагностировании подшипниковых узлов различных машин и подшипников на производной установке.

## ТЕХНОЛОГИЯ МАТЕРИАЛЫ

УДК 621.777.4.016.3

### Холодное выдавливание вместо обработки резанием

Кандидаты техн. наук А. Н. МИТЬКИН, Ю. А. МИТЬКИН и А. М. СОКОЛОВ

НИИТавтопром

В НАСТОЯЩЕЕ время втулка плунжера топливного насоса изготавливается резанием из стали 25Х5М на токарных автоматах. При этом до 70% металла уходит в стружку. Если же перейти на ее холодное выдавливание, коэффициент использования металла можно повысить до 0,7. Однако такой переход связан с определенными трудностями: сталь 25Х5М хотя и обладает высокими механическими и теплофизическими свойствами, но так как у нее высокое содержание хрома и молибдена, т. е. упрочняющих карбидообразующих элементов, то она плохо поддается холодной пластической деформации. Это хорошо видно из таблицы, где приведены механические свойства данной стали в состоянии поставки: в исходном состоянии эта сталь действительно не отвечает требованиям, предъявляемым к металлу для холодной объемной штамповки.

Вместе с тем известно, что механические свойства сталей можно улучшить за счет соответствующей термической обработки. Попытка найти режимы такой обработки и для стали 25Х5М была сделана в НИИТавтопроме. Для этой цели специалисты изучили закономерности карбидообразования при  $\gamma \rightarrow \alpha$ -превращении, а затем решили задачу формирования такой структуры стали, при которой достаточно крупные частицы карбидов сферической формы равномерно распределяются в ферритной матрице.

Известно, что образование карбидов хрома и молибдена возможно на всех стадиях  $\gamma \rightarrow \alpha$ -превращения (в переохлажденном аустените, избыточном феррите, феррите перлита). Форма и размеры карбидных частиц определяются типом кристаллической решетки карбидов и матрицы (в связи с чем форма этих частиц в аустените и феррите различна), а также термодинамическими и кинетическими условиями распада. Интенсивность протекания процессов карбидообразования (а следовательно, и размер карбид-

Состояние	НВ	$\sigma_{0,2}$ , МПа	$\sigma_B$ , МПа	$\sigma_{0,2}/\sigma_B$	$\delta$ , %	$\psi$ , %
Поставка	240—245	707	893	0,79	16,5	69,9
Термическая обработка	150—156	282	655	0,43	26,6	82,7

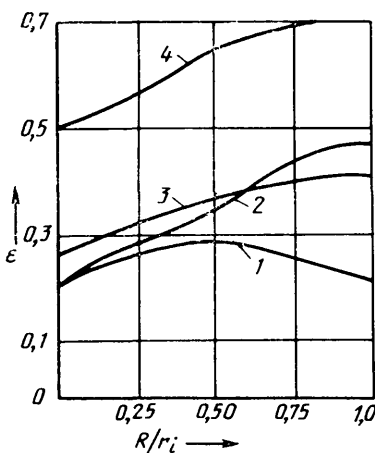


Рис. 1. Влияние геометрии матрицы (угла  $2\alpha$ ) и величины деформации ( $\epsilon$ ) на неоднородность деформированного состояния по поперечному сечению изделия ( $R$  — радиус заготовки,  $r_i$  — текущий радиус):

1 —  $\varepsilon=0,20$ ,  $2\alpha=16^\circ$ ; 2 —  $\varepsilon=0,20$ ,  $2\alpha=36^\circ$ ; 3 —  $\varepsilon=0,38$ ,  $2\alpha=26^\circ$ ; 4 —  $\varepsilon=0,52$ ,  $2\alpha=16^\circ$

ных частиц) в основном зависит от содержания в стали легирующих элементов, карбидообразующей способности, температуры нагрева и времени выдержки. Поэтому можно ожидать, что, изменяя эти показатели, удастся придать стали 25Х5М свойства, нужные для холодной объемной штамповки. И эксперименты подтвердили это.

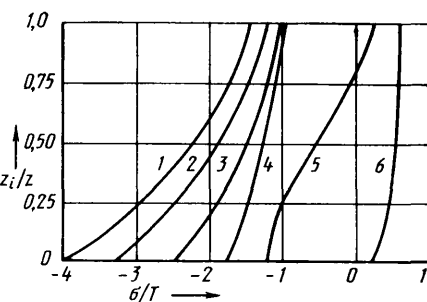


Рис. 2. Влияние геометрии матрицы и величины деформации на напряженное состояние в осевой зоне при прямом холодном выдавливании ( $z$  — длина очага деформации,  $z_i$  — текущая длина):

1 —  $\varepsilon = 0,52$ ,  $2\alpha = 16^\circ$ ; 2 —  $\varepsilon = 0,28$ ,  $2\alpha = 16^\circ$ ; 3 —  $\varepsilon = 0,20$ ,  $2\alpha = 16^\circ$ ; 4 —  $\varepsilon = 0,14$ ,  $2\alpha = 16^\circ$ ; 5 —  $\varepsilon = 0,20$ ,  $2\alpha = 36^\circ$ ; 6 —  $\varepsilon = 0,20$ ,  $2\alpha = 45^\circ$

ружных слоев детали и неравномерности распределения механических свойств. При двойном же редуцировании деформированное состояние в радиальном направлении выравнивается, что повышает эксплуатационные свойства детали.

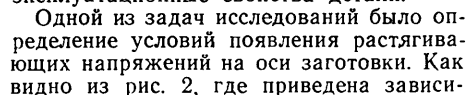


Рис. 3. Переходы холодного выдавливания втулки плунжера топливного насоса

мость отношения среднего напряжения  $\sigma$  к интенсивности  $T$  касательных напряжений от величины деформации и геометрии матрицы, при деформациях, меньших  $0,20$ , и углах матрицы, больших  $45^\circ$ , напряженное состояние вблизи осевой зоны заготовки соответствует всесторонне-

му растяжению, что приводит к появлению внутренних разрывов и трещин.

Исследования позволили разработать технологический процесс холодного выдавливания (рис. 3), включающий резку и осадку заготовки, отжиг, фосфатирование и два последовательных редуцирования.

Особенностью применяемых при этом матриц для прямого выдавливания является наличие калибрующего пояска в рабочем очаге и переходного участка от приемной части к очку. Калибрующий поясок — 0,2 диаметра очка. Оптимальный угол  $2\alpha$  раствора конического переходного участка, обеспечивающий при данной величине деформации получение высоких эксплуатационных свойств детали, равен  $36^\circ$ . При проектировании пуансонов необходимо избегать резких перепадов сечений.

Важным моментом, обеспечивающим стойкость матриц, является предварительная запрессовка их в бандаж. За счет этого в матрицах создаются предварительные сжимающие напряжения, противодействующие внутреннему радиальному давлению при штамповке. Диаметры разъемов и натяги бандажированных матриц определяются при помощи соотношений: диаметр вставки матрицы равен  $1,8-2,0$  диаметра полости матрицы, диаметр бандажжа —  $4,0$  диаметрам полости матрицы, натяг —  $0,004-0,005$  диаметра вставки.

Материалы для изготовления рабочих деталей штампов (пуансонов, матриц, выталкивателей) выбирают, исходя из условий их работы и технологии изготовления. Основными показателями качества материала являются его прочность, пластичность, структура, прокаливаемость и износостойкость. Особенно высокие требования предъявляются (в некоторых случаях даже превышающие требования соответствующих ГОСТ) к структуре материала: карбидная сетка в ней не допускается, так как в противном случае детали штампов выходят из строя при первых же ударах. Карбидная неоднородность стали, предназначенной для пуансонов, должна быть не более третьего балла, для матриц — не более четвертого; излом в состоянии поставки — однородным и мелкозернистым. Если окажется, что карбидная неоднородность выше названных величин, заготовку подвергают проковке многократной (двух- и трехкратной) вытяжкой. В целом же опыт показал, что для изготовления пуансонов целесообразно применять сталь Р6М5 с закалкой до твердости *HRC* 61—63, для матриц — сталь X12М с закалкой до *HRC* 59—61 и бандажей для запрессовки вставки матриц — сталь 40Х с закалкой до *HRC* 38—42.

Технологический процесс холодного вы-

давливания втулки плунжера внедряется на Ярославском заводе топливной аппаратуры. Ожидаемый экономический эффект — 78 тыс. руб. в год, а экономия металла — до 200 т в год.

# Новое в термообработке

Ю. Ф. ЧЕЧЕКИН, Ю. К. КОРОЛЕВ, А. С. ШИГАРЕВ

НИИТавтопром

**П**РИНЦИПИАЛЬНЫЕ изменения в технологии термообработки стальных и чугуновых автомобильных деталей, происшедшие в последние годы, повлекли за собой изменения в производстве и качестве продукции. Например, внедрение газовых контролируемых атмосфер и высокопроизводительных автоматических линий, позволяющих осуществлять полный цикл обработки (насыщение стальных деталей углеродом и азотом, закалку, мойку и отпуск), привело к резкому повышению стабильности поверхностной концентрации насыщающих элементов, оптимизации параметров упрочненного слоя, уменьшению деформаций, связанных с термообработкой, и объемов дополнительной очистки деталей. Обработка деталей с нагревом ТВЧ, в частности, объемно-поверхностная закалка при глубинном индукционном нагреве позволяет достигнуть высокой твердости их сердцевины ( $HRC\ 30-40$ ) и получить закаленный слой толщиной 5—8 мм. При этом структура и твердость закаленного слоя и сердцевины изменяются плавным, что способствует благоприятному распределению напряжений и получению комплекса высоких статических, динамических и усталостных показателей. Важно и то, что оборудование для закалки с нагревом ТВЧ обладает высокой производительностью, работает в полуавтоматическом и автоматическом режимах, легко встраивается в поточные линии механической обработки.

Это, так сказать, конечные результаты термической обработки. Но она, безусловно, положительно сказывается и на промежуточных операциях изготовления деталей.

Взять, скажем, заготовки деталей. Их термическая обработка обеспечивает стабильную и оптимальную структуру материала, что, в свою очередь, повышает его обрабатываемость резанием или выдавливанием. Это особенно важно в условиях автоматизации процессов (выход из строя инструмента на отдельных позициях из-за плохой обрабатываемости материала приводит к простою высокопроизводительной автоматической линии).

Хорошую обрабатываемость материала заготовок обеспечивают различными способами, но один из самых интересных для производства — это, как показали исследования, проведенные НИИТавтопромом, и опыт заводов, изотермический отжиг. Благодаря ему стойкость режущего инструмента, а следовательно, производительность металлообрабатывающего оборудования, увеличиваются на 25—30 %. Установлено также, что изотермический отжиг способствует снижению деформации деталей в процессе их последующей окончательной термической или химико-термической обработки.

Наиболее оптимальные режимы обработки по этому прогрессивному методу разработаны в НИИТавтопроме применительно к таким сталям, как 15ХГН2ТА, 20ХГНР, 20ХГНМТА, 12Х2Н4А, 20ХГНТА и др. Они содержат рекомендации по температурам аустенизации и времени охлаждения до изотермической выдержки, обеспечивающим минимальную разницу в микротвердости структурных составляющих стали (феррита и перлита).

Один специализированный агрегат для изотермического отжига создан КЭКТИавтопромом и изготавливается на Курганском заводе колесных тягачей имени Д. М. Карбышева, один — Гиправтопромом.

Заметим, что обрабатываемость сталей резанием улучшают не только за счет их термической обработки, но и специального легирования небольшими количествами различных элементов, т. е. микролегированием. При этом для специального легирования цементуемых, особенно хромоникелевых и улучшаемых сталей используют серу, свинец, селен, теллур, висмут, кальций. Но лучшие результаты получаются при комплексном легировании, т. е. одновременном добавлении нескольких элементов. Например, в НИИТавтопроме установлено, что в качестве комплексных микродобавок, улучшающих обрабатываемость сталей, наиболее целесообразно использовать кальций, барий и серу: обрабатываемость стали улучшается в 2—3 раза, причем в широком диапазоне скоростей резания. Эти рекомендации внедрены на ряде заводов отрасли. Определенные успехи в этом направлении достигнуты и специалистами ВАЗа.

Известно: широкому распространению такого прогрессивного метода изготовления деталей, как холодная объемная штамповка, во многом препятствует то, что стали с повышенным содержанием углерода и легирующих элементов, из которых изготавливают многие детали и узлы автомобильной техники, плохо деформируются в холодном состоянии. И здесь, очевидно, очень многое могут дать методы термической обработки.

Так, в НИИТавтопроме проведены комплексные исследования деформируемости среднеуглеродистых (45, 40Х) и хромоникелевых (12ХН3А) сталей. Установлена связь между критериями деформируемости и структурой, сформулированы требования к оптимальной структуре этих сталей, определены температурно-временные параметры термообработки для получения оптимальных микроструктур. На базе проведенных исследований разработаны режимы обработки заготовок, позволяющие получать удельное усилие при выдавливании не выше 2100 МПа.

Специалистами КЭКТИавтопрома разработан агрегат для термической обработки заготовок из низкоуглеродистых малолегированных сталей 10, 15Х, 15ХР, 20, 12ХН и т. п.

Поскольку традиционная термическая обработка, осуществляемая в шахтных, камерных или проходных электропечах, отличается большой трудоемкостью, требует принятия мер по защите заготовок от окалинообразования, в НИИТавтопроме задались целью создать процесс отжига заготовок с применением сквозного индукционного нагрева. И это удалось: разработаны методы, позволившие не только исключить влияние отрицательных факторов печного нагрева, но и автоматизировать процесс, встраивать оборудование в поточные линии.

Как известно, в рассматриваемом классе сталей (их основная структурная составляющая — феррит) максимальное разупрочнение при термической обработке достигается за счет формирования однородной по химическому составу, минимально легированной, обладающей низкой микротвердостью ферритной матрицы. Для формирования такой микроструктуры, а следовательно, получения низкого сопротивления деформации и высокой пластичности заготовок скорость их охлаждения в аустенитной области и в области выделения свободного феррита (второй этап охлаждения) при обычной термообработке делают возможно меньшей.

Однако оказалось, что для стали типа 15Х термическая обработка с индукционным нагревом обеспечивает хорошую деформируемость независимо от полученной формы цементита. Это позволило упростить режим обработки и конструкции камеры охлаждения. Одна из таких установок — для отжига заготовок поршневых пальцев с индукционным нагревом, созданная НИИТавтопромом, внедрена на Костромском заводе «Мотордеталь». Обработанные на ней заготовки имеют твердость до  $HV\ 124-134$ , тогда как технологическим процессом, действующим на заводе (печной нагрев), допускается твердость до  $HV\ 143$ .

Высокую работоспособность тяжелонагруженных деталей автомобиля можно получить за счет их цементации и нитроцементации. Особенно, если эти процессы обеспечивают получение бездефектных структур в поверхностных слоях, не ведут к деформациям деталей, интенсифицируют процессы насыщения их поверхностей углеродом и азотом.

Такие методы найдены. Например, цементация и нитроцементация со ступенчатым от начала к концу процесса повышением углеродного потенциала позволяют устранить отрицательное влияние внутреннего окисления и обеспечивают рост на 20 % усталостной прочности и износостойкости обрабатываемых деталей, снизить (тоже на 20 %) расход энергии.

Большие перспективы открывает интенсификация процессов химико-термической обработки за счет повышения температуры насыщения, применения вакуума и различных физических методов.

Так, исследования в области высокотемпературной цементации (1320—1370 К) показали, что при этом резко (в 12—15 раз) сокращается время насыщения, обеспечиваются необходимая структура и высокие прочностные свойства обработанных изделий.

Дальнейшее совершенствование процессов термической обработки деталей связывается также с развитием вакуумной термической обработки, при которой отпадает необходимость в газоприготовительном оборудовании и контролируемых атмосферах, что одновременно способствует и успешному решению проблемы защиты окружающей среды от загрязнения. Вакуумные печи фирмы «Хейс» (США) для цементации установлены на ВАЗе и ЯЗТА. Во Всесоюзном научно-исследовательском институте электротермического оборудования (ВНИИЭТО) разрабатываются различные варианты подобных печей, в том числе и проходного типа.

Осуществление новых технологических процессов цементации и нитроцементации возможно только при автоматическом

регулирования состава насыщающей атмосферы. В связи с этим НИИТавтопром разработал и внедрил унифицированные системы приборов («Ретор», «Реокс», «Рекар», «Комет») одно-точечного и трехточечного типов для контроля и регулирования углеродного потенциала атмосферы эндогенатора и насыщающей среды в печи. Сейчас разрабатываются новые типы приборов с применением кислородного датчика, а также регулирования азотного потенциала. На заводах, где химико-термическая обработка осуществляется с использованием жидкого карбюризатора — синтина, триэтаноломина, керосина и др., найдет применение специальная установка «Стар» для автоматической подачи карбюризатора и регулирования состава атмосферы в печах.

Для получения совокупности свойств, необходимых наиболее ответственным деталям автомобильных ДВС (коленчатым и кулачковым валам, гильзам цилиндров, шатунам, шестерням механизма газораспределения и др.), известен еще один вид термической обработки — азотирование. Но до последнего времени этот процесс применяли неохотно — из-за его длительности (40—60 ч и более). Специалистам НИИТавтопрома удалось ускорить его в 4—10 раз.

К числу новых методов термической обработки, которые повышают качество деталей и экономят энергоресурсы, относятся лазерная обработка и плазменное оплавление рабочей поверхности. Например, процесс лазерной обработки корпуса коробки дифференциала автомобиля «Москвич» повышает износостойкость этой детали в 5 раз. Плазменное оплавление применяется на изделиях ВАЗа и МеМЗа.

Приведенные примеры показывают, что совершенствование и внедрение методов термической обработки сталей идут полным ходом. Создается и новое оборудование, прежде всего экономичное с точки зрения расходования энергоресурсов.

Так, в КЭКТИавтопроме разработаны и внедрены на ряде заводов различные варианты такого оборудования. Это, например, одно- и двухпроводные запальники, которые расходу-

ют в 5—10 раз меньше природного газа, чем ранее выпускавшиеся трубы — утилизаторы эндогаза, экономившие 5—10 % тепловой энергии; V-образные газовые радиационные трубы со струйным рекуператором, экономящие 20 % природного газа, и т. д. Изготовлены также струйные и трубчатые рекуператоры, которые экономят 10—20 % расхода топлива.

Большой эффект дает футеровка из волокнистых материалов (высокоглиноземистого и алюмохромосиликатного волокон, высокоглиноземистого войлока, шамотных плит, волокнистых ШВП-350 и др.): она в 4—5 раз уменьшает массу огнеупоров, в 1,5—2 раза — потери тепла через стенку, а также в 3—4 раза — затраты на нагрев кладки. А некоробящиеся облегченные заслонки конструкции КЭКТИавтопрома позволяют уменьшить в 2—3 раза расход эндогаза. Для уменьшения энергозатрат на технологические процессы применяются также синтетические насыщающие и защитные атмосферы на основе азота: исследования, проведенные в НИИТавтопроме, показали, что на заводах, где имеются азотно-кислородные станции, такие атмосферы на 20—30 % снижают расход природного газа при химико-термической обработке. Там, где таких станций нет, наиболее экономичен безгенераторный процесс с использованием природного газа и воздуха, которые непосредственно подаются в рабочее пространство печи.

Еще один способ экономии энергоресурсов — применение синтетических охлаждающих сред на водной основе с добавками полимеров — взамен закалочного масла. Например, охлаждающие среды УЗСП, «Тосол К», ПК-2 и др. экономят нефтяные продукты, пожаробезопасны, не требуют мойки деталей после закалки.

Из сказанного следует: перестройка термической обработки в отрасли идет. Однако она — еще в самом начале. Поэтому всем коллективам следует возможно интенсивнее внедрять на своих предприятиях то новое, что уже создано отраслевой наукой. А такого нового, как видим, много.

УДК 621.99.07

## Повышение стойкости резьбообразующего инструмента

Канд. техн. наук В. Г. ЯКУХИН, В. А. СТАВРОВ, А. Н. ЖЕРЕБЦОВ

Московский автозавод имени И. А. Лихачева

**Н**А ОПЕРАЦИЯХ обработки резьб стойкость инструмента часто определяет качество и стабильность всего технологического процесса обработки многих автомобильных деталей (рычагов, стремянок, валов, шпилек, болтов, штуцеров и т. п.). Поэтому проблемами повышения стойкости занимаются многие специалисты как у нас в стране, так и за рубежом.

Есть, в частности, опыт такой работы на ЗИЛе: здесь разработана методология повышения стойкости резьбообразующего инструмента и на ее основе получен значительный производственный и экономический эффект.

Суть методологии рассмотрим на примере наиболее сложного резьбонакатного инструмента — роликов и сегментов (рис. 1) для планетарного накатывания.

Исходный элемент методологии — базовая, т. е. соответствующая строго определенным условиям стойкость роликов. В качестве таких условий выбраны: твердость накатываемых деталей — *HRC* 59—62; материал роликов — сталь X12M — твердостью *HRC* 59—62 и карбидной неоднородностью не более 5 баллов; резьба на роликах — шлифованная; ролики одно-сторонние (длина накатываемой резьбы укладывается по высоте ролика 1 раз); на один оборот ролика подаются две детали; поле допуска накатываемой резьбы — 6 г; резьбы МЗ—М6 накатываются на станках роликом с максимальным диаметром 180 мм, М8—М12 — 225 мм, М14—М22 — 320 мм; охлаждение — масло индустриальное по ГОСТ 20799—75. При этих условиях определена оптимальная стойкость роликов для разных шагов и диаметров накатываемой резьбы (см. табл. 1).

Таким образом, зная шаг и диаметр резьбы, по таблице можно определить базовую стойкость инструмента. Но, очевидно, производителя интересует не столько базовая стойкость, сколько фактически ожидаемая, т. е. скорректированная по фактическим условиям — необходимым точности накатываемой резьбы, предела прочности, твердости обрабатываемого материала и материала самих роликов, типоразмера применяемого оборудования и т. д.

Такие данные на ЗИЛе есть.

Так, установлено, что стойкость роликов для резьбы с поля-

Таблица 1

Номинальный диаметр резьбы, мм	Стойкость, тыс. дет., при шаге резьбы, мм									
	0,35	0,5	0,7	0,8	1,0	1,25	1,5	1,75	2,0	2,5
3	305	290	—	—	—	—	—	—	—	—
4	—	265	255	—	—	—	—	—	—	—
5	—	250	—	235	—	—	—	—	—	—
6	—	235	—	—	190	—	—	—	—	—
8	—	290	—	—	240	185	—	—	—	—
9	—	270	—	—	225	—	—	—	—	—
10	—	255	—	—	210	160	150	—	—	—
11	—	—	—	—	190	150	140	—	—	—
12	—	—	—	—	180	140	130	105	—	—
14	—	—	—	—	260	—	185	—	130	—
16	—	—	—	—	230	—	165	—	120	—
18	—	—	—	—	210	—	150	—	110	75
20	—	—	—	—	190	—	135	—	100	65
22	—	—	—	—	170	—	120	—	90	—

ми допусков на средний диаметр 6 г и грубее различается незначительно. Она и принята за единицу. С повышением точности накатываемой резьбы стойкость снижается в связи с уменьшением поля допуска на средний диаметр. У резьб с тугими и переходными посадками 2*m*, 3*p* стойкость роликов несколько выше, чем у резьб с полем допуска 4*h*, несмотря на то, что поле допуска на средний диаметр у них меньше. Это

Таблица 2

Поле допуска резьбы	$K_T$
6 г и грубее по ГОСТ 16093—81	1,0
4 <i>h</i> ; 4 <i>h</i> 6 <i>h</i> по ГОСТ 16093—81	0,65—0,70
2 <i>m</i> по ГОСТ 24834—81	0,80
3 <i>p</i> по ГОСТ 2608—81	0,80



Таблица 3

Механические свойства		$K_M$
HB	$\sigma_{pP}$ , МПа	
103	343	9,0
121	402	5,4
143	481	3,6
170	569	2,0
207	687	1,0
241	798	0,62
269	960	0,42
321	1069	0,10
363	1206	0,05

объясняется тем, что резьбы с полями допусков  $2m$  и  $3p$  предусматривают более широкие (до 1,5 раза) поля допусков на наружный диаметр. Правочные коэффициенты  $K_T$ , учитывающие точность накатываемой резьбы, приведены в табл. 2.

Изменение стойкости роликов в зависимости от предела прочности и твердости материала накатываемой заготовки оценивается коэффициентом  $K_M$  (табл. 3).

В специализированном производстве крепежа заготовки, как правило, получают методом холодной высадки. Их твердость после этой операции составляет: сталь 10кп, 15кп — HB 170—207; сталь 30, 35 — HB 229—241 (255); сталь 40X — HB 229—255 (269); сталь 40XНМА — HB 229—269 (в скобках — при больших степенях деформации металла). При определении стойкости роликов рекомендуется принимать максимальные величины твердости.

Коэффициентом  $K_M$  оценивается влияние марки инструментальной стали: если для роликов из стали Х12М его принять равным единице, то для стали Х6ВФ он составит 0,5; для стали Х12Ф1 — 0,8; для стали 6Х4М2ФС — 0,8, а для стали ЭП-569 (6Х6В3МФС) — 1,3—1,5. (Однако эта сталь имеет ограниченное применение из-за более высокой стоимости и плохой шлифуемости.)

Коэффициентом  $K_P$  оценивается зависимость стойкости инструмента от способа образования резьбы на нем: если она получена шлифованием, то этот коэффициент равен единице, в случае накатанного профиля 0,7, а при его образовании фрезерованием 0,5. Влияние типоразмера накатного оборудования на стойкость инструмента оценивается коэффициентом  $K_D$ . В частности, станки для планетарного накатывания в зависимости от диаметра ролика и диапазона накатываемых резьб можно разделить на три основные группы (табл. 4).

Таблица 4

Максимальный диаметр ролика, мм	Номинальный диаметр резьбы, мм	$K_D$
180	3—8	0,70
225	6—12	1,00
320	10—22	1,45—1,65

Но так как типоразмер станка характеризуют максимальные диаметры ролика и сегмента, то, как следует из приведенных данных, некоторые размеры резьб можно накатывать на станках соседних типоразмеров, но стойкость инструмента при этом будет иной.

Количество деталей, накатываемых за один оборот ролика, также оказывает влияние на его стойкость. Дело в том, что на планетарных станках можно за один оборот накатывать от 2 до 20 деталей. И чем их больше, тем в большей мере перекрываются зоны изнашивания рабочих поверхностей ролика, что способствует более полному их использованию. И это влияние учитывается коэффициентом  $K_d$ : при двух деталях он равен единице, при четырех — 1,5, если их больше четырех — он равен 1,6—2,2.

Зная перечисленные условия, легко определить ожидаемую для этих условий стойкость роликов: она, очевидно, будет равна произведению базовой стойкости на конкретные величины перечисленных коэффициентов. И чем больше, тем лучше.

Но этого мало. Сегмент работает в более тяжелых условиях, чем ролик, что обусловлено разницей в длинах их рабочих поверхностей (для сегмента с углом  $120^\circ$  разница почти трехкратная). Поэтому сегмент имеет только одну рабочую зону — независимо от числа накатываемых за оборот ролика заготовок. Иными словами, стойкость сегмента примерно соответствует стойкости одной рабочей зоны ролика. Следовательно, увеличение числа деталей, обрабатываемых за один оборот ролика, которое приводит, как было сказано выше, к возрастанию стойкости последнего, соответственно изменяет и соотношение стойкостей его и сегмента. Это изменение учитывается коэффициентом  $K_{PS}$ , величина которого при двух деталях составляет 1,5, при четырех — 2,0, а если их больше четырех — 2,2—2,5.

Кроме перечисленных выше факторов целесообразно применять упрочняющую обработку инструмента, а также ис-

пользовать две рабочие его стороны (за счет увеличения высоты, если это допускает модель станка). Причем стойкость инструмента возрастает (учитывается коэффициентом  $K_y$ , см. табл. 5).

Таблица 5

Способ повышения стойкости	$K_y$
Струйная абразивная обработка	1,3
Покрытие нитридами титана	1,5—2,0
Повышение содержания остаточного аустенита до 20—30% (рекомендуется только для сталей Х12М и Х12Ф1)	2,5—3,5
Увеличение числа рабочих сторон	2,0

Опыт ЗИЛа показал, что рассчитанная по рассмотренной методике стойкость ролика на основании анализа чертежей детали, заготовки, инструмента и технических условий на них, а также характеристик оборудования не отличается от фактической более чем на 10%. Это дало основание разработать на ее основе стандарт ЗИЛа — СТП 37.105.83506—85 «Резьбонакатный инструмент. Порядок определения стойкости». Его внедрение позволило повысить стойкость инструмента в 2—5 раз, получить экономию 15 тыс. руб. в год, значительно улучшить нормирование, организацию расхода, снабжение и обеспечение резьбонакатным инструментом.

Пути повышения стойкости резьбонарезного инструмента также определялись на основе опыта. Например, он показал, что на стойкость круглых резьбонарезных гребенок оказывает влияние (рис. 2) ряд конструктивных факторов: осевой угол  $\lambda$ , угол  $\phi$  заборного конуса, характер вышлифовки ниток, число гребенок в комплекте и их диаметр.

Так, изменение осевого угла  $\lambda$  с  $7^\circ$  до  $4^\circ$  повышает стойкость гребенок при незначительном изменении шероховатости резьбы, причем зона их изнашивания при всех углах  $\lambda$  располагается своей нижней границей параллельно оси гребенки (рис. 2,б), а это означает, что величина слоя  $a$ , стачиваемого при  $\lambda=4^\circ$ , в 1,5 раза меньше слоя, стачиваемого при  $\lambda=7^\circ$ . Поэтому уменьшение  $\lambda$  увеличивает общую стойкость гребенок (за счет увеличения числа переточек) на 30—40%.

Угол  $\phi$  — параметр, который оказывает еще большее влияние на стойкость гребенок: чем он меньше, тем выше их стойкость, так как в этом случае меньше толщина среза стружки на зуб. Поэтому уменьшение этого угла с  $20^\circ$  до  $10^\circ$  при  $\lambda=4^\circ$  позволило повысить стойкость гребенок в 1,8—2 раза. А оптимальная вышлифовка ниток резьбы (только на калибрующей части) в сочетании с оптимальными углами  $\phi$  и  $\lambda$  обеспечила повышение стойкости гребенок до 3 раз. (Следует при этом отметить, что переделка стандартных гребенок завода «Фрезер» по всем трем параметрам оказалась возможной.)

Использование следующего конструктивного параметра — нестандартного числа гребенок целесообразно лишь тогда,

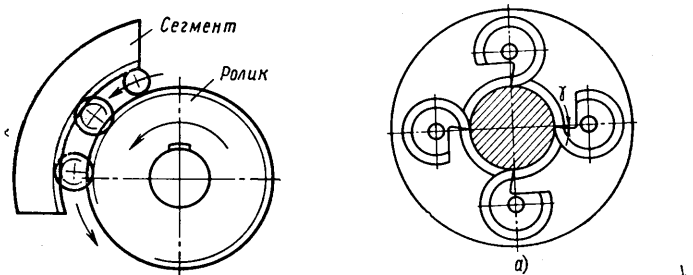
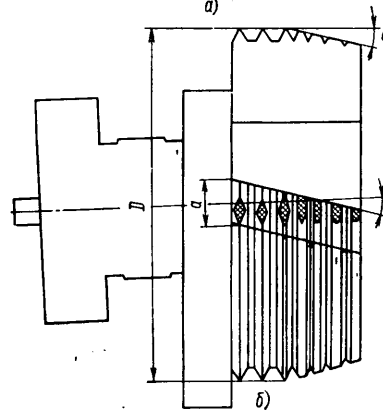


Рис. 1. Схема планетарного накатывания наружной резьбы роликом и сегментом

Рис. 2. Основные конструктивные параметры круглых резьбонарезных гребенок: а — схема нарезания наружной резьбы головками с четырьмя гребенками; б — основные геометрические параметры гребенки, установленной на кулачок, и характер ее износа



когда из-за малого сбега резьбы на детали нет возможности уменьшить угол ф. При этом уменьшается толщина среза стружки и получается эффект, аналогичный эффекту при уменьшении ф. Поэтому на ЗИЛе нашли применение специальные пятигребенчатые (для обработки резьбы диаметром 27—56 мм, в том числе конической резьбы К29 (ГАЗ) на штуцерах газобаллонных машин) и шести-, восьмигребенчатые головки (для резьб диаметром 60—145 мм на картерах задних мостов, гайках дифференциалов). При помощи многогребенчатых головок можно также успешно нарезать резьбу на деталях со шпоночным пазом или лыской. Благодаря их применению не требуется дополнительная операция зачистки заусенцев, что снижает трудоемкость обработки.

Диаметр гребенок — конструктивный параметр, который также иногда подлежит оптимизации. Очевидно, чем больше диаметр гребенок, тем выше их стойкость, так как при этом увеличивается число переточек, повышаются жесткость и надежность инструмента. Применение гребенок увеличенного диаметра достигается использованием головок максимально допустимого типоразмера (как правило, у двух заготовок соседних размеров диапазоны обработки накладываются; так, для головки 2КА он равен 6—14 мм, а для головки 3КА — 9—24 мм).

Эффективность мероприятия можно показать на примере обработки резьбы М10×1-6g на вилке сцепления автомобиля ЗИЛ-130: замена головки 2КА с гребенками диаметром 24 мм на головку 3КА с гребенками диаметром 42 мм позволила повысить стойкость гребенок в 2 раза.

Стойкость гребенок зависит также от их технологического исполнения — со стандартной термообработкой и со стандартной, дополнительной химико-термической обработкой: при дополнительной обработке она повышается в 2—3 раза. Однако среди дополнительных обработок газовое цианирование, низкотемпературный отпуск при температуре 523—573 К и покрытие нитридом титана на установке «Булат» менее эффективны, чем жидкостное цианирование и карбонитрация. Причем карбонитрация более предпочтительна, так как процесс не токсичен.

Технически обоснованное выполнение эксплуатационных, конструктивных и технологических требований к гребенкам позволяет добиться повышения их стойкости в 2—4 раза. Так, на операции обработки резьбы М16×1,5-6g на стремянках ЗИЛ-130 стойкость гребенок за счет применения оптимальных конструктивных параметров удалось повысить в 2,5—3 раза и в 4 раза — при одновременном использовании оптимальных конструктивных и технологических параметров.

УДК 621.745:669.14.018.29

## Чистота шихты и свойства конструкционной углеродистой стали

Д-р техн. наук В. Д. КАЛЬНЕР, кандидаты техн. наук С. А. ЮРАСОВ  
и В. В. МЕДВЕДЕВ, А. В. САЙКИН

Московский автозавод имени И. А. Лихачева, Московский институт стали и сплавов

**М**ЕТОДЫ прямого восстановления железа, как известно, позволяют повысить чистоту конструкционных сталей по таким примесям, как сера, сурьма, мышьяк, фосфор, олово, медь и др., а также по остаточным легирующим элементам (хром, никель, молибден и др.), не предусмотренным химическими свойствами стали и попадающим в сталь обычной выплавки из лома, что, в конечном счете, придает этому материалу высокие потребительские качества.

Этот вывод подтвержден результатами многих исследований легированных сталей, выплавленных методом прямого восстановления. Однако в автомобилестроении основным конструкционным материалом остаются пока стали углеродистые, упрочняемые закалкой ТВЧ (из них изготавливают всевозможные валы, шестерни, шарниры и т. д.). Исследований же на эту тему явно недостаточно. Причем особый интерес в этом смысле представляют стали пониженной прокаливаемости, выплавка которых обычным методом затруднена — из-за значительной загрязненности шихты примесями и остаточными легирующими элементами, повышающими прокаливаемость стали. Поэтому разработка конструкционных углеродистых сталей, выплавленных методом прямого восстановления с минимальным содержанием примесей и остаточных легирующих элементов, — дело актуальное, практически необходимое. В частности, если бы оказалось, что известные методы прямого восстановления железа «срабатывают» и применительно к таким сталям, то это решило бы многие производственные проблемы.

Чтобы выявить возможность такого решения, были проведены специальные исследования. Об их результатах и пойдет речь ниже.

Объектом были сталь 45 (плавка 1), сталь 45Ф (плавка 2) и сталь 55 (плавка 3). Они выплавлялись на высокочистой шихте ОЭМК, на 100% состоящей из металлургических окатышей, состав которых был гарантированно защищен от загрязнения предыдущими плавками. В качестве объектов для сравнения были выбраны сталь 45, выплавленная на шихте из лома (плавка 4), и обычный прокат (плавка 5). Оказалось, что суммарный уровень примесей серы, фосфора и меди в чистых сталях — в 5 раз ниже, чем в стали, выплавленной на ломе, а олова, сурьмы и мышьяка — меньше в 23 раза. Содержание газов азота и кислорода во всех этих сталях одинаковое.

Результаты технологических испытаний (склонность к росту аустенита, прокаливаемость, склонность к образованию трещин), а также количественная металлографическая оценка загрязненности сталей неметаллическими включениями приведены в табл. 1 и на рис. 1.

Из приведенных в таблице и на рисунке данных следует, что склонность к росту зерна аустенита чистой стали и стали обычной выплавки в среднем примерно одинакова. Наблюдавшиеся же в конкретных плавках различия объясняются закономерностями роста зерна аустенита в зависимости от объемной доли и размеров труднорастворимых частиц второй фазы (в данном случае нитридов алюминия). Так, если содержание алюминия снизить до величины, меньшей 0,01% (плавка 5), то зерно аустенита будет крупнее, чем в плавке 4, где алюминия 0,04%. Причем эта разница зависит от способа нагрева. Так, в случае нагрева в печи до температуры 1120—1370 К зерна крупнее в 1,5—4,3 раза, при высокочастотном нагреве — в 1,2—1,7 раза. Дополнительное (до 0,07%) вве-

Таблица 1

Плавка	Размер зерна аустенита (средняя хорда), мкм, при температуре нагрева, К						Число образцов, имеющих закалочные трещины, %	Объемная доля неметаллических включений, %	Объемная доля неметаллических включений размером, большим критического, %
	1120	1170	1220	1270	1320	1370			
1	10*	10	10	20	35	60	18	0,063±0,020	0,035±0,010
2	10**	10	10	13	15	30			
3	10	20	30	45	55	80	8	0,132±0,030	0,018±0,005
4	10	10	10	20	30	40			
5	10	10	10	15	20	35	62	0,135±0,030	0,073±0,015
	10	10	10	13	15	30			
	15	30	40	55	100	150	34	0,187±0,035	0,032±0,010
	12	15	20	28	38	50			

\* Нагрев в печи с выдержкой 30 мин.

\*\* Нагрев ТВЧ со скоростью 300 град/с и выдержкой 100 с.

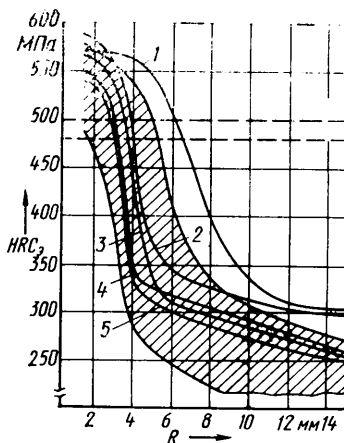
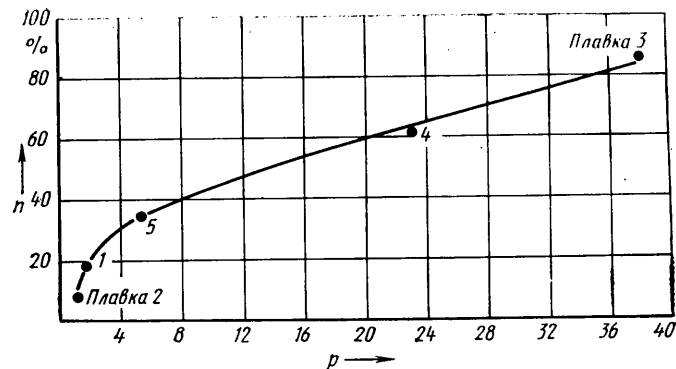


Рис. 1. Прокаливаемость исследуемых плавков:

1 — плавка 4; 2 — плавка 3; 3 — плавка 1; 4 — плавка 5; 5 — плавка 2 (заштрихованная область — полоса прокаливаемости стали 45 по ГОСТ 1050-74)

Рис. 2. Зависимость склонности к образованию закалочных трещин стали 45 от загрязненности ее примесями и неметаллическими включениями размером, большим критического



проката или степени деформации непрерывнолитой заготовки. Без этих данных использование прокаливаемости как средства прогнозирования технологических параметров проката, особенно для сталей пониженной прокаливаемости, очевидно, теряет смысл.

Важным свойством, определяющим технологичность углеродистой стали при термической обработке, является не только ее прокаливаемость, но и способность противостоять образованию трещин при закалке. Это тоже проверено на рассматриваемых сталях. И эксперименты показали, что при сквозной закалке на мартенсит (в определенном диапазоне условий закалки) на склонность к образованию трещин влияют в основном два фактора: загрязненность стали неметаллическими включениями (табл. 2) и содержание в ней примесей, сегрегирующих к границе зерна при нагреве под закалку в аустенитной области и тем самым ослабляющих сцепление зерен (для излома закалочных трещин в стали обычной выплавки характерно наличие значительных участков зернограничного характера разрушения). Такими примесями являются фосфор, олово, сурьма и мышьяк. Совместное влияние названных факторов на склонность к образованию трещин хорошо описывается кривой, приведенной на рис. 2 и отображающей зависимость количества ( $n$ ) образующихся при закалке трещин от обобщенного показателя  $p$ , характеризующего отношение объемной доли примесей к размерами, большими критическими и массы примесей в конкретной плавке к тем же показателям в наиболее чистой плавке из рассматриваемых (плавка 2).

Из рис. 2 видно, что чистота стали по таким примесям, как фосфор, олово, сурьма и мышьяк (плавка 3), не гарантирует получения стали с низкой склонностью к образованию закалочных трещин. Для этого нужна еще и ее глубокая очистка от неметаллических включений размером больше критического.

И, наконец, последнее. Результаты механических испытаний сталей плавков 1, 2 и 4, оценки критической температуры хрупкости и коэффициента интенсивности напряжений при установившемся нагружении показали (см. табл. 2): такие механиче-

Таблица 2

Плавка	Закалка от 1100 К в воду до 870 К								Закалка ТВЧ (насквозь) (от 1170 К и отпуск при 470 К в течение 2 ч)		
	$\sigma_B$ , МПа	$\sigma_{BH}$ , МПа	$\sigma_{BH}/\sigma_B$	$\sigma_{0,2}$ , МПа	$\delta$ , %	$\psi$ , %	$a_1$ , Дж/см <sup>2</sup>	$T_{50}$ , К	$\sigma_B$ , МПа	$\sigma_{BH}$ , МПа	$\sigma_{BH}/\sigma_B$
1	900±30	1230±60	1,4	800±50	20±3	60±4	140±10	165	2340±50	2230±80	1
2	930±20	1310±30	1,4	810±30	15±3	61±2	130±10	180	2300±70	2000±140	0,9
4	980±30	1300±60	1,3	850±20	13±2	55±2	100±10	180	2320±130	1600±200	0,7

Продолжение таблицы

Плавка	Закалка ТВЧ (насквозь) (от 1170 К и отпуск при 470 К в течение 2 ч)					Поверхностная закалка ТВЧ и отпуск при 520 К			Закалка от 1100 К, отпуск при 470 К	
	$\sigma_{0,2}$ , МПа	$\delta$ , %	$\psi$ , %	$a_1$ , Дж/см <sup>2</sup>	Износ, мм <sup>3</sup> ·10 <sup>-3</sup>	Усталость		Ударная усталость, $A_{Rn}$ , Дж/см <sup>2</sup>	$a_1$ , Дж/см <sup>2</sup>	$T_{50}$ , К
1	1990±40	9±1	36±1	45±5	29±2	$\sigma_{R \max}$ , МПа	$k_{fc}$ , МПа·√м	170	25±3	300
2	2000±40	8±1	40±5	57±4	10±2	1730	986±80	130	30±1	325
4	1990±50	2±1	2±2	30±2	31±5	1800	893±19	110	12±4	370
						1480	605±70			

Примечание:  $\sigma_{R \max}$  — максимальное напряжение знакопостоянного цикла на базе испытаний 1 млн. циклов при постоянном наименьшем напряжении 730 МПа;  $A_{Rn}$  — удельная работа одного удара бойка на базе испытаний 1 млн. циклов.

ские свойства этих сталей в улучшенном состоянии, как  $\sigma_b$ ,  $\sigma_{0.2}$ ,  $\delta$ ,  $\psi$ ,  $\sigma_{\text{вн}}/\sigma_b$ , практически одинаковы, т. е. не зависят от чистоты по примесям; ударная вязкость выше, чем у стали обычной выплавки; критическая температура хрупкости стали плавки 1 смещается в сторону более низких температур, а плавки 2, где несколько больше фосфора, олова, сурьмы и кислорода, повышают ее до уровня, характерного для стали обычной выплавки.

После закалки и низкого отпуска ( $HRC$ , 56—57) прочностные характеристики ( $\sigma_b$  и  $\sigma_{0.2}$ ), полученные на гладких образцах, одинаковы для сталей всех плавов, пластические же ( $\delta$  и  $\psi$ ) резко отличаются: у стали обычной выплавки они падают практически до нуля, в плавках 1 и 2 сохраняются на достаточно высоком уровне.

Нанесенный кольцевой надрез значительно понижает предел прочности стали обычной выплавки (разрушение происходит при нагрузках ниже предела текучести, что указывает на его макрочрупкий характер и высокую чувствительность стали к концентратору напряжений в высокопрочном состоянии); у стали плавки 1 с твердостью  $HRC$ , 56—57 надрез не влияет на предел прочности; у стали плавки 2 надрез из-за большого содержания в ней примесей несколько (коэффициент чувствительности к надрезу  $\sigma_{\text{вн}}/\sigma_b$  равен 0,9) понижает предел прочности, но его величина не падает ниже предела текучести.

Чистая сталь в высокопрочном состоянии обладает более высокой, по сравнению со сталью обычной выплавки, пластичностью, что проявляется как в повышенном абсолютном уровне ударной вязкости, повышении коэффициента интенсивности напряжений при циклических нагрузках  $K_{Ic}$ , так и в снижении критической температуры хрупкости. Плавки чистой стали обладают также повышенным, по сравнению со сталью, выплавленной на ломе, сопротивлением усталости как при ударном нагружении образцов с концентратором напряжений, так и при испытаниях гладких образцов при плавном приложении нагрузки. По склонности к хрупкому разрушению сталь плавки 2 несколько уступает стали плавки 1, как уже отмечалось, из-за большего содержания в ней вредных при-

месей, хотя, в свою очередь, имеет более высокий абсолютный уровень ударной вязкости и усталостной прочности, полученных на гладких образцах, что можно объяснить положительным влиянием находящегося в твердом растворе ванадия.

Испытания на изнашивание и последующая фратография лунок износа показали, что эти показатели сталей не зависят от степени чистоты по вредным примесям, а определяются при прочих равных условиях (содержание углерода в закаленном слое и твердость поверхности последнего) загрязненностью стали крупными неметаллическими включениями. Наибольший износ (см. табл. 2) наблюдается у плавов 1 и 4, что обусловлено наличием в них крупных (размером 8—12 мкм) включений. Несмотря на большее в 2 раза, чем у плавки 1, общее загрязнение плавки 2 неметаллическими включениями, ее износостойкость в 3 раза выше, так как включения по своим размерам не превышают 6,5 мкм.

Влияние чистоты стали на конструктивную усталостную прочность деталей оценивается на коленчатых валах двигателя ЗИЛ-130, изготовленных из чистой стали штамповкой непосредственно из слитка непрерывного литья (плавки 1 и 2) и серийного проката (ГОСТ 1050—74). При этом в случае валов с закаленными и незакаленными галтелями шеек предел выносливости образцов чистой стали повышается, по сравнению с образцами из серийного проката, в 1,6 раза.

Таким образом, конструкционные углеродистые стали, выплавленные на высококачественной шихте прямого восстановления, имеют более низкий уровень прокаливаемости и более узкую ширину ее полосы, меньше склонны к короблению деталей и образованию трещин при закалке; у них выше, особенно в высокопрочном состоянии, пластичность ( $\delta$  возрастает с 2 до 8—9%,  $\psi$  — с 2 до 36—40%), ударная вязкость (в 2 раза) и сопротивление хрупкому разрушению (за счет роста с 600 до 990 МПа· $\sqrt{м}$  коэффициента интенсивности напряжений при циклических нагрузках и снижения на 45—70 К критической температуры хрупкости). Все это увеличивает усталостную прочность деталей (типа коленчатых валов) в 1,4—1,6 раза.

## ИНФОРМАЦИЯ

### ВЕСТИ С ВЫСТАВОК

УДК 061.4:629.113(520)

#### «ЯПОНИЯ-86»

**З**НАЧИТЕЛЬНАЯ часть экспонатов состоявшейся в Москве торгово-промышленной выставки «Япония-86» имела непосредственное отношение к автомобилю и мотоцикlostроению. В частности, на ней демонстрировались легковые автомобили и джипы, спортивные и внедорожные (четыреколесные) мотоциклы, комплектующие изделия для АТС, промышленные роботы и станки с ЧПУ, оборудование для АСУ крупных предприятий и др.

Автомобилям важное место на выставке было уделено не случайно: Япония является их крупнейшим изготовителем и экспортером. Например, в 1985 г. фирмами этой страны выпущено около 12,3 млн. автомобилей в том числе легковых — 7,65 млн. шт. Около 50 % их автомобилей, поставляется на экспорт, причем по легковым этот показатель достиг 58%.

На выставке демонстрировались серийные автомобили восьми моделей: седаны «Мазда-323», «Мицубиси Гэлант» и «Тоёта Карина II»; хэтчбэк «Мазда-626»; спортивные купе «Ниссан-300ZX» и «Тоёта Селика», а также джипы «Мицубиси Паджеро» и «Ниссан Пэтрол». Освоены они в 80-х годах и

имеют современную конструкцию (все — переднеприводные, за исключением джипов и мод. «Ниссан-300ZX»), отличаются высокой топливной экономичностью, комфортабельностью и хорошей отделкой; на автомобилях с кузовами седан и хэтчбэк, а также на джипах могут устанавливаться как бензиновые двигатели, так и дизели, механические и гидромеханические трансмиссии; на всех моделях широко применяется электроника. Технические характеристики перечисленных автомобилей приведены в табл. 1.

Особый интерес представляют тенденции развития японской автомобильной техники и технологии в условиях научно-технического прогресса. Рассмотрим их на примерах перспективных разработок фирм «Тоёта» и «Ниссан»: экспериментальные модели AXV, FXV и CUE-X могут стать прототипами серийных легковых автомобилей 90-х г. и отражают характер поисков других японских фирм. Некоторые сведения об этих моделях публиковались ранее (см. «Автомобильная промышленность», № 11, 1986 и № 1, 1987), поэтому ограничимся лишь дополнительной информацией об их конструкции и примененных ма-

териалах. Технические характеристики автомобилей приведены в табл. 2.

Автомобиль «Тоёта AXV» малого класса, переднеприводный, с трехдверным четырехместным кузовом типа хэтчбэк и расположенным впереди, поперек кузова силовым агрегатом.

Для снижения внутреннего аэродинамического сопротивления моторного отсека охлаждающий воздух забирается через узкую щель под бампером, проходит по короткому закрытому каналу и выбрасывается через отверстие на капоте. В канал помещены только радиатор и вентилятор системы охлаждения двигателя, а на выходе из канала установлена решетка, создающая дополнительное разрежение и позволяющая регулировать поток воздуха. Шум и вибрация при работе дизеля уменьшены благодаря применению уравновешивающего вала, автоматически регулируемых гидравлических опор силового агрегата, масляного картера, изготовленного из сэндвичевого (металло-пластикового) материала, а также электромагнитного сцепления с ограничителем пробуксовывания.

Специально для автомобиля AXV фирмой «Тоёта» разработана комплексная

Параметр автомобиля	«Мазда-323»	«Мазда-626»	«Мицубиси Гэлэнт 2000 GLS»	«Мицубиси Паджеро» (4X4)	«Ниссан- 300 ZX»	«Ниссан Пэтрол» (4X4)	«Тоёта Карина II»	«Тоёта Селика»
Масса в снаряженном состоянии, кг	880	1110	1120	1485	1320	1760	1035	1150
Габаритные размеры, мм:								
длина	4195	4430	4560	3995	4335	4690	4475	4365
ширина	1645	1690	1695	1680	1725	1690	1690	1690
высота	1390	1365	1400	1840	1295	1805÷1985	1310	1295
База, мм	2400	2510	2600	2350	2320	2970	2525	2525
Двигатель:								
тип	Бензиновый	Дизель	Бензиновый с турбонаддувом	Дизель с турбонаддувом	Бензиновый	Бензиновый	Бензиновый	Бензиновый
расположение и число цилиндров	P4	P4	P4	P4	V6	P6	P4	P4
рабочий объем, см <sup>3</sup>	1296	1998	1997	2347	2960	2753	1832	1587
степень сжатия	9,2	22,7	8,5	21,0	9,0	8,6	9,1	9,4
мощность, кВт/мин <sup>-1</sup>	54,5/5500	53/4650	81/5500	55/4200	125/5600	98,5/5200	77/5400	177,5/6400
крутящий момент, Н·м/мин <sup>-1</sup>	103/3500	135/2750	164/3500	147/2500	236/4400	213/3600	157/3000	186/4800
Кузов:								
тип	Седан	Хэтчбэк	Седан	Универсал	Купе	Универсал	Хэтчбэк	Купе
число дверей/число мест	4/5	5/5	4/5	3/4	3/2+2	5/5÷10	5/5	3/2+2
Число передач	5	5	5	4	5	4	5	5
Расход топлива, л/100 км:								
при 90 км/ч	5,6	4,7	6,4	9,0	7,6	12,7	(в среднем 7—13)	5,9
при 120 км/ч	7,7	6,7	8,5	14,0	9,0	17,2	—	7,6
по городскому циклу	8,1	7,1	11,3	11,2	15,1	18,9	—	10,1
Максимальная скорость, км/ч	147	150	180	130	220	150	175	210

Примечание. Характеристики приводятся по иностранным источникам.

система (рис. 1) электронного управления двигателем и бесступенчатой трансмиссией. Входными сигналами для блока управления ДВС являются угол п. к. в., температура охлаждающей жидкости, разрежение во впускном трубопроводе и угол опережения впрыскивания топлива. От блока к двигателю поступают команды, определяющие величину топливоподачи, продолжительность впрыскивания, положение дроссельной заслонки и момент включения запальных свечей. Блок управления трансмиссией обрабатывает сигналы о частотах вращения входного и выходного валов клиноременного вариатора, положениях педали акселератора и селектора режимов работы трансмиссии, а также об угле п. к. в. На основе этой информации блок выдает команды двигателю, гидравлическому клапану управления вариатором, электромагнитному сцеплению и гидравлическим опорам силового агрегата. Между двумя электронными блоками имеется корректирующая связь, благодаря которой обеспечивается комплексное управление силовым агрегатом. Например, при разгоне автомобиля система в зависимости от положения педали акселератора определяет требуемый крутящий момент на колесах и, исходя из этого, находит оптимальную с точ-

ки зрения динамики разгона и расхода топлива пропорцию между передаточным отношением трансмиссии, частотой вращения коленчатого вала и количеством впрыскиваемого топлива. При помощи селектора водитель может выбрать «спортивный» или «экономичный» режим работы трансмиссии.

Для уменьшения массы автомобиля АХУ многие элементы его конструкции выполнены из нетрадиционных материалов: панель капота — из листового армированного пластика; панель крыши — из сэндвича типа «сталь-пластмасса-сталь»; боковое и заднее остекление кузова, а также рассеиватели фар — из поликарбонатов; рычаги задней подвески, диски колес и каркас рулевого колеса — из армированных пластмасс; корпуса фар — из магниевых сплавов. Головки поршней и канавки под поршневые кольца усилены керамическим волокном.

Второй экспериментальный автомобиль фирмы «Тоёта» — модель FXV среднего класса, выполненная по заднемоторной компоновочной схеме, с постоянным приводом на все колеса. ДВС расположен поперечно перед осью задних колес и наклонен назад. За ним находится багажное отделение кузова.

По заявлениям фирмы, двигатель FXV

получился очень компактным, отличается высокими мощностью и топливной экономичностью. Он имеет комбинированную систему наддува с охлаждением наддувочного воздуха и систему впуска с регулированием закрутки заряда. Первая сочетает в себе турбонаддув и наддув приводным нагнетателем типа «Рут», который работает в диапазоне частот вращения коленчатого вала до пика крутящего момента ( $n_m$ ), значительно повышая эффективность наддува и снижая инерционность системы, благодаря чему двигатель имеет очень плавную характеристику крутящего момента (рис. 2).

Регулирование закрутки заряда на впуске в цилиндр (рис. 3) позволяет двигателю устойчиво работать на бедных смесях не только при больших, но и при малых нагрузках. Достигается это путем отклонения (по команде микропроцессора) одной из ветвей впускного тракта (с прямым каналом) при малых нагрузках и создания, таким образом, интенсивного вихря в камере сгорания.

Измерителем расхода воздуха служит датчик типа «Карман» с вихревым генератором и счетчиком вихрей. Последний состоит из светодиода, зеркала (металлическая фольга) и транзисторного фотоэлемента. Расход воздуха опреде-

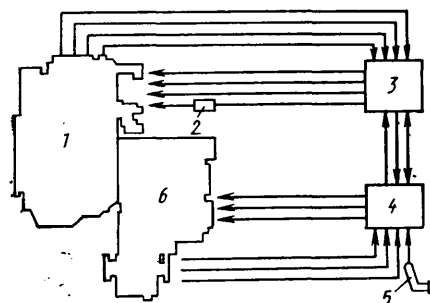


Рис. 1. Комплексная система управления силовым агрегатом:

1 — двигатель; 2 — устройство включения запальных свечей; 3 и 4 — электронные блоки управления соответственно двигателем и трансмиссией; 5 — педаль акселератора; 6 — бесступенчатая трансмиссия

Таблица 2

Параметр автомобиля	«Тоёта AXV»	«Тоёта FXV»	«Ниссан CUE-X»
Масса в снаряженном состоянии, кг:	650	—	—
Габаритные размеры, мм:			
длина	3765	4785	—
ширина	1640	1800	—
высота	1360	1270	—
База, мм	2340	2700	—
Колея колес, мм:			
передних	1424	1520	—
задних	1380	То же	—
Двигатель:			
тип	Дизель	Бензиновый	Бензиновый
число цилиндров	3	4	6
рабочий объем, см <sup>3</sup>	1084	1998	2960
диаметр цилиндра, мм	74	—	—
степень сжатия	18	—	—
максимальная мощность, кВт/мин <sup>-1</sup>	42/4800	171/6400	218/—
максимальный крутящий момент, Н·м/мин <sup>-1</sup>	103/2600	300/4000	—
Шины	—	220-55VR390	—
Коэффициент C <sub>x</sub>	0,26	—	—
Расход топлива, л/100 км, при скорости 90 км/ч	2,4	—	—



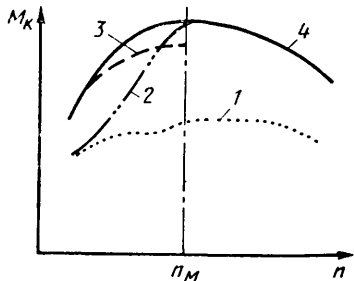


Рис. 2. Внешняя скоростная характеристика двигателя:  
1 — без наддува; 2 — с турбонаддувом; 3 — с наддувом от приводного нагнетателя; 4 — с комбинированным наддувом

ляется по изменению числа импульсов давления в зависимости от частоты образования вихрей. Такой датчик, как подчеркивает фирма, отличается компактностью, точностью и небольшим аэродинамическим сопротивлением.

Цифровая система зажигания, примененная на двигателе, не имеет традиционного распределителя: микропроцессор принимает сигналы от датчика Холла, установленного на зубчатом колесе одного из двух распределительных валов, и управляет свечами зажигания со встроенными катушками. Система обладает высокой надежностью и характеризуется крайне малым разбросом моментов зажигания, что уменьшает расход топлива.

Среди других особенностей двигателя FXV, отметим магниевые поршни, армированные керамическим волокном (легче алюминиевых на 30%); керамическое турбинное колесо турбонагнетателя (легче стального на 40%); выпускной коллектор из синтетического материала (легче алюминиевого на 40%); выпускной трубопровод с керамическим термозащитным покрытием.

Благодаря использованию легких материалов уменьшена масса многих деталей шасси и кузова автомобиля «Тоёта FXV». Так, все внешние панели кузова изготовлены из армированных пластмасс, а верхние и нижние рычаги передней подвески, поворотные кулаки и верхние рычаги задней подвески — из ковкого алюминиевого сплава. На поверхность стекол вакуумным способом нанесено специальное металлическое покрытие, которое отражает инфракрасное излучение и таким образом уменьшает нагрев салона в солнечную погоду.

Все четыре колеса автомобиля — управляемые и имеют независимую гидропневматическую подвеску на поперечных рычагах. Подвеска активная, с электронным управлением, т. е. в зависимости от условий движения автомобиля изменяются ее жесткость и характеристики демпфирования, регулируется положение кузова относительно дороги. Например, при движении с высокими скоростями его передняя часть опускается для улучшения обтекаемости автомобиля, а при движении на поворотах подвеска приподнимает кузов со стороны, внешней по отношению к центру поворота, компенсируя таким образом поперечный крен. Сверхнизкопрофильные шины позволяют автомобилю устойчиво двигаться даже в случае их прокола (о котором, кстати, сигнализирует индикатор на панели приборов).

Экспериментальный автомобиль «Ниссан CUE-X» представляет собой модель более высокого класса, чем FXV. Как

и последняя, она выполнена полноприводной, с четырьмя управляемыми колесами, насыщена всевозможными электронными системами управления и информационного обеспечения, многими перспективными средствами активной безопасности.

На двигателе CUE-X применена система наддува с двумя турбонагнетателями и охлаждением наддувочного воздуха, причем оба турбонагнетателя имеют керамическое турбинное колесо и регулируемое сопло. Конструкция и оборудование ДВС позволяют регулировать его рабочий процесс и функционирование системы охлаждения, варьировать сопротивление впуску и фазы газораспределения. Дроссельная заслонка управляется посредством электропривода, а жалюзи радиатора и муфта вентилятора системы охлаждения — автоматическими устройствами с биметаллическими (никель-титан) пластинами, которые изменяют свою конфигурацию в зависимости от температуры. Среди технологических особенностей двигателя — алюминиевые выпускные коллекторы с каналами, покрытыми керамическим материалом; шатуны, изготовленные из армированного алюминиевого сплава (легче стальных на 45%); алюминиевые шкивы привода распределительных валов и тарелки клапанных пружин; облегченные на 30—40% распределительные валы, которые выполнены путем насадки износостойких металлокерамических кулачков на стальную трубу.

Подвеска колес — независимая, на А-образных рычагах, пневматическая, с автоматическим регулированием. Ее система управления состоит из ультразвукового сонара, четырех датчиков, микропроцессора и исполнительных устройств, регулирующих давление в амортизаторных стойках. Сонар, установленный под передним бампером, регистрирует изменения расстояния от кузова до поверхности дороги, а датчики — угловые колебания кузова в продольной и поперечной плоскостях. На основе этой информации, а также в зависимости от степени загруженности и скорости движения автомобиля микропроцессор выбирает одну из трех характеристик демпфирования подвески, что обеспечивает высокие стабильность управления и комфортабельность езды в различных дорожных условиях.

В конструкции кузова использованы многие прогрессивные материалы. Панель капота выполнена из листового армированного пластика, бамперы — из полипропилена, передние крылья и внешние панели дверей получены реакционно-литевым формированием из полиамидной пластмассы. В остальном кузов изготовлен из оцинкованной стали. В крышу встроена панель из прозрачного электрохроматического материала, степень затемнения которого водитель может изменять нажатием кнопки на панели приборов. Интересно, что привычные ручки на дверях отсутствуют, так как замки управляются звуковым или магнитным способом.

Отметим, что некоторые новые конструктивные и технологические решения, заложенные в проект CUE-X, уже реализованы на ряде серийных моделей «Ниссан»: активная подвеска с ультразвуковым сонаром; биметаллические элементы управления; датчик избытка воздуха, изготовленный из диоксида циркония; датчик уровня масла в картере

двигателя; стеклопластиковая поперечная рессора задней подвески; охладитель наддувочного воздуха; механизм изменения фаз газораспределения; электронные системы управления силовым агрегатом, кондиционером и трехрежимным сервоусилителем руля; пластмассовые бамперы, рассеиватели фар и статор гидро трансформатора; детали из листовой стали переменной толщины; керамический ротор турбонагнетателя и др.

Большое внимание уделяют японские фирмы исследованиям в области передовой технологии и развития конструкции АТС: капиталовложения в НИОКР, например, фирмы «Ниссан» за период с 1981 по 1985 гг. выросли на 24% и достигли 4,3% ее торгового оборота. Фирма располагает собственными научно-исследовательскими и опытно-конструкторскими подразделениями в Японии, США и Западной Европе, активно сотрудничает с государственными и частными научными учреждениями. В ее программы перспективных разработок входят исследования электромобилей, автомобильных ГТД, двигателей, работающих на спиртах, водороде и других альтернативных топливах.

Основные детали и узлы автомобилей фирма производит самостоятельно, закупая лишь материалы и полуфабрикаты, шины, стекла, устройства электрооборудования, подшипники, крепежные и некоторые другие изделия. Поэтому она проводит обширные исследования в области технологии. Особо важное значение специалисты «Ниссан мотор» придают гибкой автоматизации производства и, в частности, его роботизации. В настоящее время на японских автозаводах компании внедрено более 2 тыс. промышленных роботов, а применяются они в сварочном, окрасочном, механообрабатывающем и сборочном производствах. Например, на заводе «Зама», на котором собираются легковые автомобили, роботы заполняют рабочими жидкостями топливные баки, радиаторы и бачки стеклоомывателя; вставляют передние и задние стекла; устанавливают передние и задние сиденья, аккумуляторы, блоки фар;

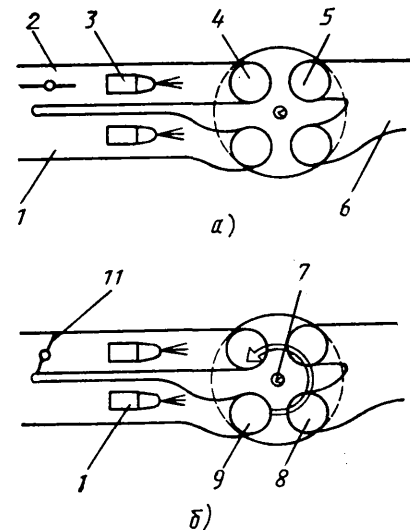


Рис. 3. Работа системы впуска с регулируемой закруткой заряда при большой (а) и малой (б) нагрузках двигателя:

1 и 2 — соответственно винтовой и прямой впускные каналы; 3 и 10 — топливные форсунки; 4 и 9 — впускные клапаны; 5 и 8 — выпускные клапаны; 6 — выпускной канал; 7 — свеча зажигания; 11 — заслонка

надевают шины на колеса и монтируют их на автомобиле; навешивают задние двери; укладывают запасные колеса; регулируют фары; измеряют углы установки колес. Кроме того, освоены роботы, контролируемые (при помощи лазерно-оптического устройства) качество окрашивания кузовов. Все автоматизированное оборудование завода, включая средства внутрицехового транспорта, управляется комплексной АСУ, представляющей собой сеть децентрализованных систем управления. Считается, что такая структура АСУ лучше адаптируется к частым изменениям программ и периферийных связей устройств управления, замене производственного оборудования.

Что касается материалов, применяемых для изготовления японских автомобилей, то, согласно исследованиям фирмы «Мицубиси мотор», наблюдается тенденция к сокращению доли углеродистых сталей (с 65% в 1980 г. до 51% в 1990 г.). Напротив, расширяется использование высокопрочных низколегированных сталей (соответственно с 3 до 11%), алюминиевых сплавов (с 4,5 до 6,5%) и пластмасс (с 5 до 9,5%). Удельный вес стекла и чугуна в номенклатуре материалов остается пока стабильным. Повышенный интерес в Японии проявляется к конструкционным пластмассам и композиционным неме-

таллическим материалам. Так, если в 1980 г. на один японский легковой автомобиль их приходилось в среднем 55 кг, то в 1985 г. — 74, а в 1990 г., по прогнозам, — 100 кг. Причем, судя по массе пластмассовых деталей, наиболее применяемыми материалами к 1990 г. будут полиуретаны (22,4%), полипропилен (15,4%), полиэфирные смолы (11%), полиамиды (9,6%), поливинилхлориды (8%), АБС-пластики (6,5%), полиэтилен (6,1%), полиацетат (5,9%), поликарбонаты (4,2%), модифицированный полифениленоксид (4,1%) и некоторые другие (3,3%) пластики.

В настоящее время из пластмасс изготавливаются такие компоненты японских автомобилей, как корпус катушки зажигания, крышка и шестерни газораспределительного механизма, топливный бак, фильтрующий элемент и корпус воздухоочистителя, бачки радиатора и насоса гидроусилителя рулевого управления, фрикционные накладки диска сцепления, рассеиватели фар и задних фонарей, другие детали электрооборудования, корпус аккумулятора, бамперы, облицовка радиатора, капот, передние крылья, брызговики, наружные панели дверей, декоративные и многие другие детали. Как считают специалисты фирмы «Мицубиси мотор», в ближайшие 2—3 года будет решена проблема изготовления поликарбонатных стекол для кузовов.

Большое внимание японские автомобильные фирмы уделяют вопросам качества продукции. Главной целью считается достижение самого высокого в мире качества, причем все проблемы в этой области они стараются решать еще на стадии проектирования новой техники. Основой системы контроля качества, по мнению японских специалистов, является человек. Именно его квалификацией и личным отношением к работе в наибольшей степени определяется качество конечного продукта. Поэтому фирмы затрачивают значительные средства на регулярное обучение, повышение квалификации и ответственности персонала на всех уровнях — от рабочих до высшего руководства. Например, на предприятиях «Ниссан мотор» действует 4 тыс. так называемых «кружков качества», которые охватывают 62% всех работающих фирмы. В среднем на один кружок в год приходится по 6—7 внедренных рационализаторских предложений, связанных с качеством продукции, эффективностью и безопасностью производства, экономией энергии и материалов или производственной дисциплиной.

В целом выставка показала, что многое из японского опыта может оказаться полезным и для нашего автомобилестроения.

В. Г. ТАРАКАНОВ

## ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ НУЖД ОТРАСЛИ

УДК 629.113.013.5:531.781.2

### ТЕНЗОМЕТРИЧЕСКОЕ ОПОРНО-СЦЕПНОЕ УСТРОЙСТВО

**К**ОНСТРУКЦИЯ опорно-сцепного устройства седельных автопоездов, через которые непосредственно осуществляется силовое взаимодействие звеньев в процессе движения, существенно влияет на их тяговые и тормозные свойства, управляемость, курсовую устойчивость, проходимость. Особенно у активных автопоездов повышенной проходимости, где этот процесс усложняется в связи с тем, что мощность подводится к колесам их обоих звеньев. Поэтому любое приспособление, позволяющее оценить силовое взаимодействие звеньев, есть одновременно и средство, при помощи которого удастся повысить качество обработки перечисленных выше потребительских свойств автопоездов любых типов.

Одно из таких приспособлений — тензометрическое опорно-сцепное устройство (А. с. 1158431, СССР), фиксирующее вектор действующей в сцепке силы или его проекции на оси координат.

В данном устройстве в качестве чувствительного элемента, который формирует сигналы, пропорциональные проекциям вектора силы в узле сопряжения, используется крестообразная балка 1 (рис. 1) с поперечинами прямоугольного переменного по длине сечения и шаровыми опорами. Опоры одной из поперечин через опорную плиту устройства соединены с рамой тягача, а опоры второй через ползуны и седло — со шкворнем полуприцепа. Такая конструкция позволила свести напряжен-

ное состояние поперечин к чистому знакопостоянному изгибу, а значит, обеспечить стабильные результаты измерений.

Тензорезисторы, при помощи которых измеряются напряжения, соединяются в три измерительных моста и размещаются так, чтобы каждый мост реагировал на действие силы по одной из координатных осей и оставался нечувствительным

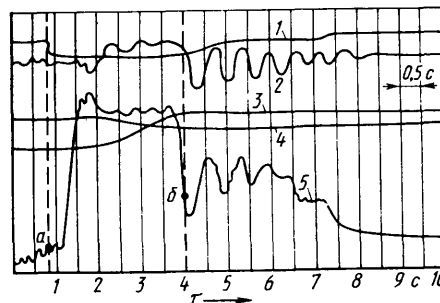


Рис. 2. Фрагмент осциллограммы процесса торможения экспериментального автопоезда:

1 — положение тормозной педали; 2 — вертикальное усилие в сцепке; 3 — поперечное усилие в сцепке; 4 — угол складывания автопоезда; 5 — продольное усилие в сцепке

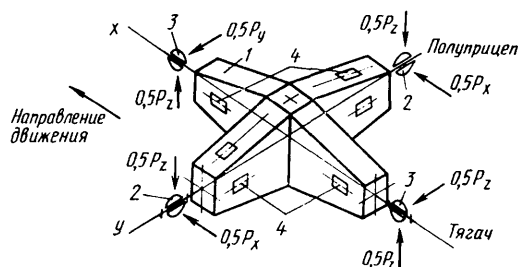


Рис. 1. Схема тензометрического опорно-сцепного устройства: 1 — крестообразный чувствительный элемент; 2 — шаровые опоры с осевой свободой; 3 — шаровые опоры; 4 — тензорезисторы

к силам по другим осям. (Условие выполнено благодаря достаточно точному совпадению оси чувствительности тензорезистора с нейтральной линией соответствующего участка крестообразной балки. В результате, как показала проверка, взаимное влияние тензорезисторов не превысило 0,5% максимальной величины силы для каждой координатной оси, а нелинейность сигналов измерительных мостов в диапазоне от 1 до 500 кН — 1%.)

Рассматриваемое тензометрическое опорно-сцепное устройство рассчитано на исследование активных автопоездов с массой буксируемого полуприцепа до 100 т, вертикальной нагрузкой на седло до 400 кН. Его габаритные и присоединительные размеры, а также кинематическая характеристика такие же, как у серийного опорно-сцепного устройства четырехосных

полноприводных тягачей семейства МАЗ. Удовлетворяет оно и требованиям ГОСТ 12105—66 и ГОСТ 12017—66 по гибкости автопоезда в продольной вертикальной (не менее  $\pm 8^\circ$ ) и горизонтальной ( $\pm 90^\circ$ ) плоскостях.

Такие выводы подтверждены не только отдельными исследованиями, но и результатами ходовых испытаний экспериментального автопоезда в составе полноприводного четырехосного тягача МАЗ-537Е массой 23 т и активного четырехосного полуприцепа массой 80 т. Например, на рис. 2 приведена полученная в ходе испытаний осциллограмма, на которой записан характер изменения составляющих вектора силы в сцепке при экстренном торможении автопоезда со скорости 11 м/с (около 40 км/ч).

Из рисунка видно, что через 0,4 с после нажатия на тормозную педаль (ее положение показано на кривой 1) сжимающая продольная сила (кривая 5, точка «а») резко возрастает, затем незначительно уменьшается и в последующем остается постоянной до полной остановки автопоезда (точка «б»). Такой характер изменения продольной силы объясняется некоторым опережением срабатывания тормозов тягача (максимум продольной силы) и разницей в удельных тормозных силах тягача и полуприцепа (сохранение постоянной величины продольной силы до полной остановки). На осциллограмме хорошо видно (кривая 2) изменение вертикальной силы из-за динамического перераспределения массы полуприцепа. Наличие поперечной силы (кривая 3) связано с появлением угла складывания (кривая 4) между тягачом и полуприцепом. Периодический характер изменения продольной и вертикальной сил, зафиксированный после остановки автопоезда, объясняется колебаниями полуприцепа и тягача, вызванными упругими деформациями шин, подвески и рамы.

Таким образом, рассмотренное тензометрическое опорно-сцепное устройство — средство измерения, позволяющее получить достаточно точную, в широком диапазоне измеряемых величин, записанную в удобной форме информацию, т. е. все то, что нужно при многоцелевых исследованиях седельных автопоездов.

Кандидаты техн. наук **Е. Ф. СТЕПАНОВ**  
и **В. И. СЛИВИНСКИЙ, В. Т. ТРОИЦКИЙ, В. Е. ЧУГУНОВ**

УДК 621.746.073:621.74.045

## АВТОМАТИЗИРОВАННЫЕ ПРЕСС-ФОРМЫ

**НА ГОРЬКОВСКОМ** автозаводе внедрены в производство автоматические пресс-формы с устройствами для удаления воздушных включений и устранения явления «вакуума» при извлечении отформованных моделей, т. е. решена наиболее трудноавтоматизируемая операция устранения воздушных включений при запрессовке модельной массы и предотвращения явления «вакуума» при извлечении моделей.

Пресс-форма (см. рисунок) состоит из двух полуформ: подвижной 1 и неподвижной 5. В неподвижной расположен ползун 4, движущийся при раскрытии и закрытии пресс-формы.

В передней части этого ползуна имеется полость 2 для оформления наружной поверхности безразъемной части модели, закрытая торцом неподвижного сердечника 3. Передняя часть сердечника находится в отверстии ползуна 4, а задняя — в держателе 9, зафиксированном в неподвижной полуформе 5 винтом 8. В сердечнике 3 выполнен вентиляционный канал 12, поверхность которого контактирует с торцом 6 укрепленного в ползуне регулируемого резьбового штыря 13.

Этот канал сообщается с полостью 7 и отверстием 11 и служит для выведения воздуха из гнезда и полости 2 при запрессовке модельной массы.

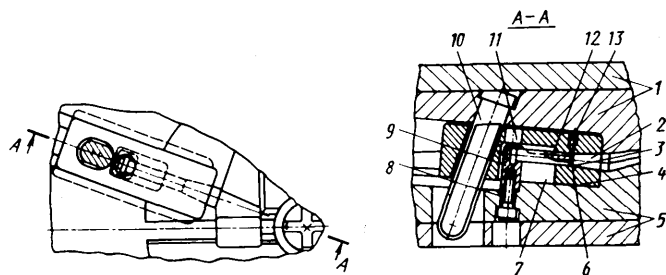
После отверждения массы пресс-форма раскрывается. При этом наклонный штырь 10 воздействует на ползун 4, который, перемещаясь, освобождает отформованную часть модели из полости 2. Создающийся эффект «вакуума», особенно в начальный момент отделения полости 2 ползуна от наружной поверхности отформованной модели, устраняется поступлением воздуха через канал 12. Неподвижный сердечник 3, действуя на торец отформованной модели, обеспечивает ее удаление из полости 2 подвижного ползуна.

После каждого цикла работы канал 12 прочищается торцевой частью 6 укрепленного в ползуне регулируемого элемента 13.

Таким образом, автоматически действующие узлы пресс-формы — ползун, сердечник и держатель обеспечивают высокую производительность и безопасность работы; дают возможность получать безразъемные части модели, не требующие последующей механической обработки, удалять «воздушные подушки» при запрессовке модельной массы, исключать деформирование моделей из-за явления «вакуума» при адгезии модельной массы с поверхностью полости подвижного ползуна.

Пресс-форма отличается простотой конструктивного исполнения и может быть применена при литье по выплавляемым моделям, в кокиль и литье пластмасс.

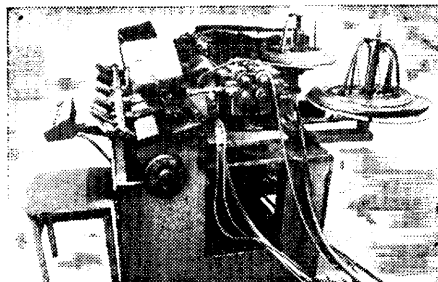
**П. П. ГОРЮНОВ, Н. Д. ЗИНЧЕНКО**  
Производственное объединение «ГАЗ»



УДК 621.791.03

## СТАНОК ДЛЯ ОДНОВРЕМЕННОЙ СВАРКИ ДВУХ ЛИНЕЙНЫХ ШВОВ

**СТАНОК** для одновременной сварки в среде углекислого газа двух продольных швов нижнего расположения состоит из стола (см. рисунок), на котором установлены два полуавтомата А-765УЗ, двух буктодержателей сварочной проволоки и несъемного приспособления для установки деталей (узлов). Загрузка деталей в приспособление и их выгрузка — ручные.



Работает станок следующим образом.

После загрузки деталей в приспособление кулисно-шатунный механизм станка перемещает их в зону сварки. В процессе сварки стол с установленными на нем сварочными полуавтоматами перемещается вдоль приспособления с закрепленными в нем деталями. Как только сварка швов завершается, кулисно-шатунный механизм перемещает готовые узлы из зоны сварки.

Пуск станка и его останов, прекращение сварки, в том числе начало подачи углекислого газа и перекрытие магистрали, отвод в исходное положение всех механизмов — автоматические.

Основные технические данные станка: производительность — 120 шт./ч; ход каретки — 90 мм; длина сварного шва — 80 мм; габаритные размеры — 1700×1800×1200 мм.

Экономический эффект от внедрения станка на Львовском мотозаводе составил около 2 тыс. руб. в год.

**Е. Н. ТЫМЧИШИНА**  
Львовский мотозавод

## КОРОТКО О РАЗНОМ

ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЙ ДВС с искровым зажиганием, работающих на водородном топливе, фирма «Даймлер-Бенц» (ФРГ) изготовила десять экспериментальных автомобилей. На пяти из них (микроавтобусах «Мерседес-Бенц—310») установлены четырехцилиндровые двигатели (рабочий объем — 2,3 л, степень сжатия — 9,1, мощность — 75 кВт), работающие на чистом водороде; на остальных (легковых автомобилях М-Б 280 TE с кузовом универсал) — шестицилиндровые двигатели с непосредственным впрыскиванием топлива (рабочий объем — 2,8 л, мощность — 120 кВт), работающие на бензозодородной смеси переменного состава.

Водород хранится в баках, заполненных гидридами марганца и титана. По энергоемкости бак массой 800 кг эквивалентен баку с 30 л бензина массой менее 50 кг или электрическим аккумулятором массой 5000 кг. На экспериментальных автомобилях используются баки массой 140 кг, содержащие 85 кг гидридов и 1,5 кг водорода, что эквивалентно 5,5 л бензина. Для получения водорода гидриды подогреваются за счет теплоты отработавших газов. На автобусах установлены четыре таких бака, а на легковых автомобилях — два и дополнительный бензобак вместимостью 35 л.

Электронная система регулирует содержание водорода в топливной смеси от 0 (при полном дросселе) до 100% (на режиме холостого хода), что на 15% уменьшает расход топлива автомобиля 280 TE на частичных нагрузках и значительно — содержание токсичных веществ (особенно CO и NO<sub>x</sub>) в отработавших газах. Двигатели обоих типов оснащены системой впрыскивания воды для предотвращения самопроизвольного воспламенения рабочей смеси и обратных ударов в системе топливоподдачи, а также для снижения концентрации NO<sub>x</sub> в отработавших газах.

Основные рабочие характеристики этих автомобилей мало отличаются от характеристик моделей, на базе которых они построены. Однако у них большая масса, а запас хода невелик: у микроавтобуса он пока составляет 100, а у легкового автомобиля — 150 км.

АНГЛИЙСКАЯ фирма «Перкинс» выпустила новое семейство дизелей «Фэйзер» с непосредственным впрыскиванием для грузовых автомобилей. В него входят три четырехцилиндровых и три шестицилиндровых двигателя (рабочий объем 4000 и 6000 см<sup>3</sup>, мощность — 65—134 кВт, диаметр цилиндра — 110 мм, ход поршня — 127 мм). Четыре из них — с турбонад-

дувом, два — с промежуточным охлаждением. Все варианты имеют высокую степень унификации (на 35% выше, чем у семейства серийных двигателей 4.236/6.354, на основе которых они созданы), в том числе по шатунно-поршневой группе.

Камера сгорания «Квадрам» (расположена в поршне) имеет симметричную четырехлепестковую форму (обеспечивает высокую степень турбулизации заряда, уменьшает период задержки воспламенения до 10° п.к.в., что приближает его к ВМТ), плоское дно с центральным выступом и смещена относительно центра поршня. Благодаря такой камере, роторному ТНВД и малоинерционным форсункам удельный расход топлива уменьшается, по сравнению с семейством 4.236/6.354, на 8%, максимальное давление рабочего цилиндра — на 10%, уровень шума — на 3 дБА; мощность увеличивается на 13, крутящий момент — 17%. Кроме того, днища поршней не нуждаются в механической обработке, расширены (от 0,17 до 0,43) допуск на зазор между поршнем и головкой в ВМТ, сократилось (с шести до двух) число размерных групп.

В двигателях установлены косозубые газораспределительные шестерни, водяной насос с шестеренным приводом и водомасляный радиатор, прифланцованный к стенке водяной рубашки блока цилиндров с сухими гильзами. Поршни с тремя кольцами имеют износостойкую вставку в зоне верхнего компрессионного кольца, а поршни с предохранительным клапаном в магистрали подвода масла двигателей с турбонаддувом — масляное охлаждение, что предотвращает масляное голодание коренных подшипников.

Я ПОНСКАЯ фирма «Мазда» ведет работы по уменьшению механических потерь и повышению экономичности выпускаемых ею двухроторных роторно-поршневых двигателей для легковых автомобилей. Дело в том, что при низкой частоте вращения и малых нагрузках насосные потери таких двигателей резко возрастают из-за недостаточной скорости заполнения полости всасывания топливоздушным смесью. Чтобы устранить этот недостаток, в двигателе делают дополнительный канал, соединяющий полость всасывания одного из роторов с полостью нагнетания другого, в котором установлен вращающийся золотник. При работе на низкой частоте вращения золотник открывается, позволяя части рабочей смеси перетекать из полости сжатия одного из роторов в полость всасывания соседнего, что уменьшает разрежение в ней и снижает насосные потери. С увеличением частоты вращения, когда скорость поступления смеси в полость всасывания увеличивается, разрежение падает, насосные потери уменьшаются, золотник закрывается.

## РЕФЕРАТЫ ДЕПОНИРОВАННЫХ СТАТЕЙ

УДК 629.113.012:629.113.073.243.2:539.4.012

Влияние конструктивных особенностей ходовой части на нагрузки автомобиля. Григолюк Э. И., Барышникова Ю. Н.; Ред. ж. «Автомобильная промышленность». — М., 1985. — 16 с.; ил. — Библиогр. 3 назв. — Рус. — Деп. в ЦНИИ-ТЭИавтопроме 15 сентября 1986 г., № 1438-ап.

Предложен аналитический метод расчета кососимметричной нагрузки, действующей на автомобиль с различными типами направляющего устройства подвески при наезде на неровность произвольной высоты. На основе сравнительного анализа установлено, что наименее нагруженным является автомобиль с зависимой передней и задней подвеской. Показано, что в случаях наезда автомобиля на неровность различными колесами значения кососимметричной нагрузки связаны между собой простыми соотношениями.

УДК 629.113.001.4:001.891.575:681.3

Общая логическая структура автоматизированной процедуры получения физических моделей маршрутов для оценки приспособленности АТС к заданным условиям эксплуатации. Фаробин Я. Е., Коротков В. П., Осепчугон В. В., Шур О. З.; Ред. ж. «Автомобильная промышленность». — М., 1986. —

## КРИТИКА и БИБЛИОГРАФИЯ

16 с.; ил. — Библиогр. 5 назв. — Рус. — Деп. в ЦНИИТЭИавтопроме 15 сентября 1986 г., № 1439-ап.

Приведены методологические основы автоматизированной разработки физических моделей маршрутов для оценки приспособленности и оптимизации конструктивных параметров АТС применительно к заданным условиям эксплуатации при проведении полигонных испытаний.

Показаны состав информационных баз и примерная структура специального прикладного и стандартного математического обеспечения.

Отражена оптимальная последовательность вычислительных работ, связанных с созданием как цифровых моделей, так и самих физических моделей маршрутов на ограниченном числе дорожных сооружений автополигона, адекватно отображающих условия конкретной эксплуатации АТС.

Показана роль математического (имитационного) моделирования, используемого для этих целей.

Художественный редактор А. С. Вершинкин Технический редактор Е. П. Смирнова

Корректор О. Ю. Садыкова

Сдано в набор 06.02.87.  
Печать высокая.

Подписано в печать 23.03.87.  
Усл. печ. л. 5,0. Усл. кр.-отт. 6,0.

Т-09521.  
Уч.-изд. л. 8,36.

Тираж 13148.

Формат 60×90/16.  
Зак. 46.

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

Подольский филиал ПО «Периодика» Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли, 142110, г. Подольск, ул. Кирова, 25

Вологодская областная универсальная научная библиотека

www.booksite.ru

# **Московский ордена Трудового Красного Знамени автомобильно-дорожный институт**

Объявляет прием студентов  
на первый курс дневного и вечернего обучения в 1987 г.  
по специальностям:

**Автомобили и автомобильное хозяйство**  
**Двигатели внутреннего сгорания (только дневное обучение)**  
**Организация дорожного движения**  
**Эксплуатация автомобильного транспорта**  
**Автомобильные дороги**  
**Мосты и тоннели**  
**Строительство аэродромов**  
**Строительные и дорожные машины и оборудование**  
**Гидропневмоавтоматика и гидропривод**  
**Автоматизация и комплексная механизация строительства**  
**Автоматизированные системы управления (только дневное обучение)**  
**Экономика и организация автомобильного транспорта**  
**Экономика и организация строительства**  
**Конструкторско-механический факультет (только дневное обучение)**

На вечернее обучение принимаются заявления от лиц, проживающих в Москве и Московской области в пределах 60 км.

Общежитием обеспечиваются лица, наиболее успешно сдавшие вступительные экзамены.

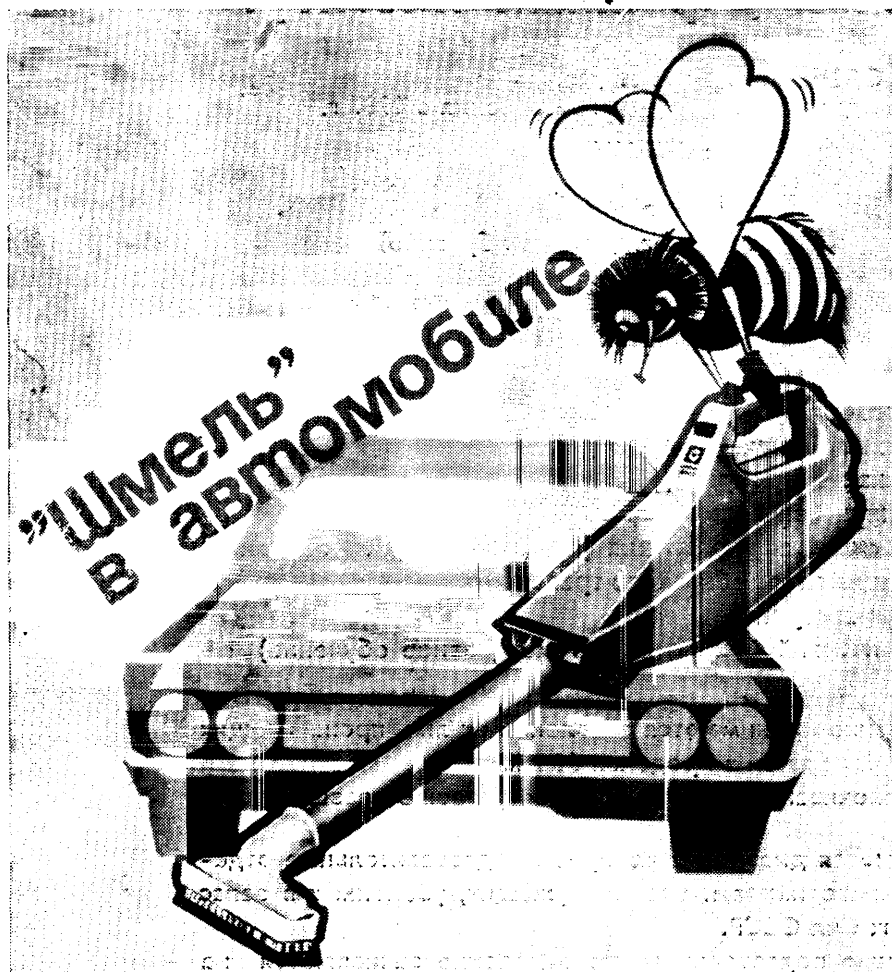
При институте имеются дневное и вечернее подготовительные отделения для рабочих, колхозников и военнослужащих, уволенных в запас из рядов Вооруженных Сил СССР.

Успешно окончившие подготовительное отделение зачисляются на первый курс МАДИ без вступительных экзаменов.

*Справки о приеме на подготовительное отделение —  
по телефону: 155-03-37.*

Адрес института: 125829, Москва, ГСП-47,  
Ленинградский проспект, 64. Приемная комиссия.

*Справки по телефону: 155-01-04.*



Автомобильный  
пылесос  
«ШМЕЛЬ-АВТО 2»  
в любых условиях  
идеально  
вычистит салон,  
сиденья, багажник,  
а также одежду  
пассажиров.  
«Шмель-авто 2» —  
маленький  
и легкий,  
им удобно  
пользоваться  
в салоне  
автомобиля.  
Питание —  
от бортовой  
аккумуляторной  
батареи.

*Завод-изготовитель гарантирует безотказную работу пылесоса  
в течение двух с половиной лет*

**Цена — 30 руб.**

*Пылесос можно приобрести в магазинах электробытовых товаров.  
Оптовым покупателям рекомендуем обращаться на Омскую оптовую  
базу Росхозторга*

**Центральное агентство «Реклама»**