

СОДЕРЖАНИЕ

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

- Н. К. Кочалос — Некоторые вопросы повышения экономической эффективности работ институтов отрасли 1

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

- М. А. Григорьев, Н. Н. Пономарев, Е. И. Шанин — Опыт применения нирезистовых вставок в цилиндрах двигателей 3
- И. Б. Гурвич, В. И. Чумак, А. П. Егорова — Оценка предельного технического состояния двигателей на основе ускоренных стендовых испытаний 6
- Б. А. Куров — Проблема борьбы с загрязнением воздуха автомобилями и пути ее решения 9
- И. А. Гладилин, М. А. Андронов, В. Д. Казакова, Ю. Е. Ставровский — Исследование основных характеристик газораспределительных механизмов современных форсированных двигателей 13
- Г. М. Косолапов, А. А. Ревин — Влияние неравномерности действия тормозных механизмов на тормозной путь автомобиля с антиблокировочными устройствами 14
- Ю. М. Немцов, Ф. Е. Межевич, М. А. Андронов, В. И. Егоров, Е. С. Саввушкин, Ю. Д. Шнигарев, А. И. Веселов, В. Б. Венгеровский — Травмобезопасное рулевое управление автомобиля «Москвич» 17
- П. В. Аксенов — Некоторые особенности автомобиля с задней управляемой осью 19
- О. В. Крылов — Экспериментальная проверка простейшей теории автоколебаний управляемых колес 22
- К. Л. Дюбек, И. А. Левин, Д. Т. Гапоян — Исследование и устранение высокочастотных вибраций, возникающих при работе колесных тормозных механизмов 24
- Л. М. Зисман, Л. Л. Гинцбург — Исследование маневровых качеств длиннобазного прицепа 27
- В. А. Черняйкин, Л. А. Егоров, Е. С. Кузнецов, Н. В. Семенов — Новое положение о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта 28
- Б. В. Гольд, Г. В. Бромберг — Стабилизаторы поперечной устойчивости транспортных средств с балансирной подвеской 32
- В. Б. Проценко — Конструирование зеркал заднего вида автомобиля с помощью ЭЦВМ 33

ТЕХНОЛОГИЯ

- Т. Г. Демидова, Н. А. Матвеев, В. М. Зинченко — Сталь низкой прокаливаемости для фасонного литья 35
- Г. М. Кимстач, Г. И. Корякин, Н. А. Яхнин, А. В. Попов, Б. П. Хренов, З. И. Житарева, И. А. Киселев, К. Г. Чуланова — Рафинированный вторичный сплав АМО 1-20 для изготовления автомобильных вкладышей 37
- В. Н. Бунтов, А. В. Новиков, Б. А. Петухов — Применение поверхностного пластического деформирования при производстве клапанов дизелей ЯМЗ 38

ИНФОРМАЦИЯ

- В. В. Бекман — Современные гоночные автомобили и проблемы повышения их быстроходности 40
- Новости технологии машиностроения за рубежом 43
- Рефераты статей 45

Главный редактор К. П. ИВАНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

А. А. Андерс, К. М. Атоян, Н. А. Вухарин, В. М. Бусаров, А. С. Евсеев, К. П. Иванов, М. Я. Иоаннесянц, А. В. Костров, А. М. Кригер, В. А. Кузин, Ю. А. Кулеев, И. С. Лунев, В. А. Карпов, Д. В. Лялин, Д. Д. Мельман, Н. А. Матвеев, А. Н. Низов, А. Н. Островцев, С. М. Степашкин, А. Д. Провирин, В. А. Устинов, И. К. Черноцкий, С. Б. Чистозвонов, Б. Е. Юсуфович, Н. Н. Яценко

Адрес редакции:

Москва, К-51, Неглинная, 23, 2-й этаж, комн. 230,
тел. 226-63-14 и 226-61-49

ИЗДАТЕЛЬСТВО «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Технический редактор Л. П. Гордеева

Корректор Н. И. Шарунина

Гдано в набор 7/VI 1972 г. Подписано в печать 19/VII 1972 г. Т-07169
Печ. л. 6,0 Бум. л. 3,0 Уч.-изд. л. 9,5 Формат 60×90^{1/8} Зак. 2078. Тираж 11 804 экз.

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

8

АВГУСТ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1972

Год издания XXXVIII

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА
АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

**ЭКОНОМИКА
и ОРГАНИЗАЦИЯ
ПРОИЗВОДСТВА**

УДК 629.113.003.1:061.6

Некоторые вопросы повышения экономической эффективности работ институтов отрасли

(В порядке обсуждения)

Канд. экон. наук Н. К. КОЧАЛОС

Министерство автомобильной промышленности

В ДЕВЯТОЙ пятилетке с ее масштабными экономическими задачами борьба за высокую эффективность производства становится основой социалистического хозяйствования. Для достижения высокой эффективности главную роль играет научно-технический прогресс. Темп научно-технического прогресса в отрасли во многом зависит от уровня технической вооруженности заводов и научного потенциала отраслевых научно-исследовательских подразделений, который, в свою очередь, характеризуется численностью и квалификацией научных работников, количеством и качеством средств научного труда и суммой накопленных знаний.

За девятую пятилетку проблемы технической вооруженности научного труда, а также вопросы, связанные с организацией, экономикой и стимулированием работ научных подразделений отрасли, уже сейчас стали первостепенными. Хотя в последнее время проводятся большие работы по совершенствованию планирования научных исследований и особо большое внимание обращено на организацию работ отраслевых институтов, однако некоторые методы планирования и стимулирования работ отраслевых научных организаций сейчас уже не несут той активной формы, которая могла бы способствовать повышению эффективности их работы, и требуют своего уточнения.

Большие трудности планирования работ научно-исследовательских организаций заключаются в том, что многие работы, проводимые ими, носят рекомендательный характер как по результату, так и по времени. Кроме того, трудности усугубляются простым перенесением принципов планирования и оценки деятельности, существующих в сфере материального производства, на планирование и оценку работы научных подразделений.

Своеобразным затруднением в существующей системе планирования является увязка проведения необходимых научных

разработок с выделением средств на их осуществление. Проблемы планирования и организации работ научно-исследовательских подразделений многоплановые и не могут, видимо, ограничиться каким-либо перечнем в силу того, что сам этот процесс многоступенчатый и разносторонний.

В сентябре 1968 г. ЦК КПСС и Советом Министров СССР было принято постановление «О мероприятиях по повышению эффективности работы научных организаций и ускорению использования в народном хозяйстве достижений науки и техники», которое по-новому поставило вопрос оценки работы научно-исследовательских организаций. Если до выхода указанного постановления преимущественно оценивалась эффективность отдельных тем, то в настоящее время, кроме этого, следует оценивать эффективность работы в целом всех служб научного подразделения. В свете этого структура отраслевых институтов и направленность планов их работ должны быть существенно изменены. В настоящее время необходима узкая специализация институтов отрасли, что является основным источником повышения эффективности их работ. Бесспорно, что только четко выраженная специализация научного подразделения дает возможность быстро накапливать знания в избранной области деятельности, позволяет повысить профессиональную заинтересованность исследователя в своей работе и в короткие сроки отработать необходимые средства научного труда.

Узко специализированный инженер, обладая глубокими знаниями в своей области работы, находит самые оптимальные технические решения задач, возникающих перед ним в процессе разработки и к тому же в самые короткие сроки. Его профессиональная заинтересованность требует углубления полученных им знаний, а это ведет к заинтересованности инженера (ученого) в своей работе и усилению его ответственности за нее.

ВОЛОГОДСКАЯ

Вологодская областная библиотека

им. В. И. Златоустовского

В узко специализированных организациях легко совместить интересы одного исследователя с задачей, поставленной перед научным подразделением.

Четкая специализация исследовательских подразделений в отрасли позволяет полностью или почти полностью исключить дублирование и параллелизм в работе персонала лабораторий института.

Как показал анализ, для автомобильной промышленности специализация институтов по предметному признаку организации является самой оптимальной (КТИАМ, г. Челябинск; УНИПТИМАШ, г. Ульяновск; филиал НИИТавтопрома, г. Минск).

Законченный цикл работ в этих организациях, охватывающий поиск, конструкторскую разработку, изготовление изделия в металле и внедрение на заводах отрасли, позволил получить значительный эффект от работы в названных институтах (3—6 руб. на 1 руб. затрат). Кроме того, одновременно с повышением уровня специализации сокращается общее число разрабатываемых тем, что является следствием ликвидации мелких тем и ориентацией институтов на выполнение главной, определяющей их профиль, задачи.

Необходимо повышать уровень специализации научных организаций, что следует осуществить путем введения стимулирующих условий развития специализации как в системе планирования, так и в системе материального поощрения.

Одним из таких условий может служить введение планируемого коэффициента эффективности, являющегося концентрированным показателем работы научной организации.

Наиболее правильную оценку деятельности института можно дать при анализе эффективности тематики, приведенной к затратам по ней, а также эффективности годового плана внедрения. Таким образом, утверждаемый показатель эффективности, представляющий собой относительную величину, должен определяться по работам, внедренным в производство в планируемом году, как отношение суммы экономической эффективности в рублях, получаемой от внедрения этих работ, ко всем затратам института за год.

Очень важно то, что в этом показателе сходятся два важнейших фактора — объем внедрения и размер эффективности. Внедрение работ является наиболее насущной задачей каждого НИИ. Однако нужно отдавать преимущество (при внедрении) эффективным работам, сокращающим затраты труда, либо способствующим экономии прошлого труда. Благодаря этому показателю появляется возможность привести в действие экономические рычаги, стимулы. Разработки, не дающие заметного экономического эффекта, сроки окупаемости которых выше нормативных, будут не только снижать уровень материального стимулирования, но и отрицательно влиять на оценку деятельности научно-исследовательских организаций, создающих их.

Учет при определении коэффициента эффективности всех затрат института в текущем году должен содействовать снижению удельного веса работ, не дающих эффекта, сокращению зачастую чрезмерно раздутых штатов вспомогательных и обслуживающих подразделений.

Думается, что показатель эффективности в этой связи является весьма важным и заслуживает соответствующего внимания. Плановые коэффициенты эффективности будут характеризовать экономическое содержание утверждаемого плана.

Предполагаемые изменения в системе планирования научно-исследовательских, проектно-конструкторских и технологических работ требуют внесения соответствующих изменений и в систему финансирования.

Важным вопросом в системе финансирования является разработка принципов образования централизованного отраслевого фонда развития науки и техники (ЦФР).

В автомобильной промышленности, как показали расчеты, экономически более целесообразно образовывать централизованный фонд развития науки и техники за счет отчислений от себестоимости продукции предприятий, но делать это необходимо на принципиально новой основе.

Из централизованного фонда развития науки и техники, как правило, должны финансироваться все виды работ, проводимых институтами, но выделение средств должно происходить только в адрес заказчика.

Финансирование поисковых и инициативных научно-исследовательских работ, видимо, целесообразно осуществлять за счет бюджетных ассигнований. Размер этих расходов должен быть индивидуально установлен для каждой организации.

Немаловажную роль в улучшении качества и повышении эффективности работ научно-исследовательских и проектно-кон-

структорских организаций имеет система материального стимулирования. Представляется целесообразным введение трех фондов материального стимулирования:

- а) фонд материального поощрения (ФМП);
- б) фонд социально-культурных мероприятий и жилищного строительства (ФСКМ);
- в) фонд развития организации (ФР), включая инвалютную часть.

Основным источником образования фондов экономического стимулирования являются плановые отчисления, которые образуются от фактической экономической эффективности, полученной народным хозяйством с внедрением результатов работ научной организации.

Помимо плановых отчислений в фонды экономического стимулирования следует зачислять также некоторые другие поступления, являющиеся результатом деятельности отдельных НИИ или ПКО. Например, в фонд материального поощрения зачисляются премии, полученные за конкурсные проекты и разработки. Указанные средства используются для премирования участников данных разработок. Поступления в иностранной валюте от продажи лицензий на изобретения, созданные в НИИ или ПКО, должны зачисляться полностью в фонд развития организации и использоваться на приобретение научного оборудования.

Поступления в советской валюте должны, видимо, частично направляться в фонд развития, а частично — в фонд материального поощрения для выплаты премий сотрудникам, участвовавшим в разработке темы, на которую продана лицензия.

Дополнительным источником пополнения средств фонда развития организации может служить выручка от реализации излишнего и ненужного оборудования, которая целиком зачисляется в фонд развития и используется на приобретение нового оборудования, приборов и материалов.

Расчет плановых отчислений выполняется разработчиком совместно с предприятием, на котором внедряется разработка, дающая снижение себестоимости продукции или увеличение объема производства.

Образованные фонды экономического стимулирования используются на нужды организации, а также на поощрение членов коллектива.

Фонд материального поощрения направляется на премирование работников за выполнение плана (темы, этапы работы), на единовременное премирование работников за выполнение особо важных заданий, на выплату вознаграждений работникам за общие годовые итоги работы.

Фонд социально-культурных мероприятий и жилищного строительства служит для финансирования строительства, расширения и капитального ремонта жилых домов, клубов, домов отдыха, пионерских лагерей, детских садов, яслей, столовых и других объектов социально-культурного назначения, а также для приобретения путевок, финансирования физкультурных мероприятий и оказания единовременной помощи работникам.

Фонд развития организации расходуется на приобретение оборудования, приборов, материалов для научно-исследовательских работ, на обеспечение благоприятных условий труда, на финансирование мероприятий по техническому оснащению, капитальных вложений по расширению производственной базы и т. д.

Распределение фондов экономического стимулирования, составление смет по их расходованию, определению размеров премий должны осуществляться руководителями НИИ и ПКО по согласованию с профсоюзными организациями.

Уровень экономического поощрения хотя и играет важную роль в новой системе планирования и экономического стимулирования, однако не является главным. Главное — это создание условий, обеспечивающих быстрое и качественное внедрение и высокую фактическую эффективность выполненных разработок. Место расчетного экономического эффекта, являющегося исходным моментом для стимулирования сегодня, должна занять экономическая заинтересованность в реальной величине этого эффекта на предприятиях-изготовителях.

ОТ РЕДАКЦИИ

Публикуя статью канд. экон. наук Н. К. Кочалоса, редакция считает, что затронутые в ней проблемы весьма актуальны и требуют практических решений. Однако по ряду конкретных вопросов совершенствования планирования научных исследований нет единого мнения. Редакция просит руководителей отраслевых институтов и экономистов высказать свое мнение по затронутым вопросам. Наиболее ценные предложения будут опубликованы.

Опыт применения нирезистовых вставок в цилиндрах двигателей

(В порядке обсуждения)

Канд. техн. наук М. А. ГРИГОРЬЕВ, канд. техн. наук Н. Н. ПОНОМАРЕВ, Е. И. ШАНИИ

НАМИ

Проведенными исследованиями [1 и 2] установлено, что в эксплуатации ряда отечественных двигателей основная доля износа вызывается абразивными частицами, проникающими в двигатель различными путями, т. е. эксплуатационный износ цилиндров по преимуществу является не коррозионным, а абразивным. Поэтому для выявления причин повышенной износостойкости нирезистовых вставок по сравнению с обычным серым чугуном были рассмотрены и проанализированы результаты ранее проведенных испытаний, а также проделаны некоторые дополнительные исследования.

Горьковским автозаводом с 1946 по 1950 гг. ежегодно проводились контрольные испытания двигателей ГАЗ-51 в эксплуатации [3]. За пробег автомобилей 15—38 тыс. км износ верхней части цилиндров со вставками был в 2,0—3,7 раза меньше, чем без вставок. Износ поршневых колец снижался от 1,2 до 3 раз.

В 1966 г. в г. Горьком проводились испытания 11 двигателей М-21, установленных на автомобилях-такси [4]. Пробег указанных двигателей на автомобилях колебался от 46 до 33 тыс. км. Было установлено, что применение нирезистовых вставок снижает износ гильз цилиндров в среднем в 2,5 раза (3,02 мк/1000 км и 1,22 мк/1000 км соответственно). Износ оршневых колец при этом снижался в 1,35—2,86 раза.

При испытаниях в 1962 г. 11 двигателей МЗМА-407 на автомобилях-такси износостойкость цилиндров со вставками в среднем была в 1,3 раза выше, чем без вставок.

Московский автозавод им. Лихачева в 1969 г. провел испытание одного двигателя ЗИЛ-130 на бортовом автомобиле обычной эксплуатации [5]. За пробег 50 тыс. км износ верхней части гильз без вставок был почти в 5 раз больше, чем со вставками.

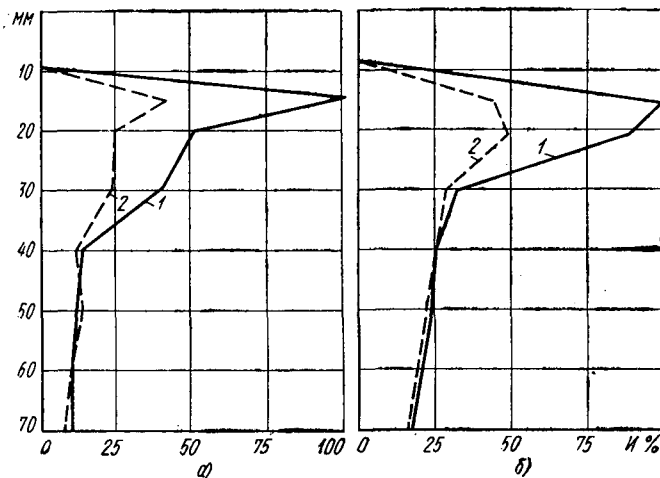


Рис. 1. Износ H гильз цилиндров двигателей ЗИЛ-130 после испытаний в НАМИ (L — расстояние от верхней плоскости блока):

1 — первый двигатель; б — второй двигатель; 1 — гильзы без вставок; 2 — со вставками

В НАМИ в 1969—1970 гг. проводились в обычной эксплуатации испытания двух двигателей ЗИЛ-130, установленных на автомобилях ЗИЛ-ММЗ-555. У обоих двигателей за пробег 40—46 тыс. км интенсивность изнашивания гильз цилиндров со вставками в 2,1 раза меньше, чем без вставок (рис. 1). В цилиндрах без вставок отмечается повышенный износ колец, особенно первого и второго компрессионных, в результате изнашивания хромового покрытия.

При проведении в 1970 г. дорожных испытаний двигателя ЗИЛ-130 в различных условиях (город с интенсивным движением, режим «стой—иди», движение разгон—накат, движение с постоянной скоростью) после пробега 19480 км интенсивность изнашивания гильз без вставок была в 2,1 раза больше, чем со вставками.

Данные по снижению износа цилиндров и поршневых колец при использовании нирезистовых вставок приведены в табл. 1.

Таблица 1
Отношение износов деталей при работе с цилиндрами со вставками и без вставок

Модель двигателя	Цилиндры	Поршневые кольца			
		1	2	3	Масло-съемные
Эксплуатационные испытания					
ГАЗ-51	2,0—3,7	2—3	1,3—1,5	—	1,2—1,3
МЗМА-407	2,5	2,9	1,3	—	1,3
ЗИЛ-130	1,3	—	—	—	—
ЗИЛ-130	До 5 раз	—	—	—	—
ЗИЛ-130	2,1	3,5—5,6	2,2—5,0	1,1—1,3	1,6—1,7
Дорожные испытания					
ЗИЛ-130	2,1	—	—	—	—

Изложенное выше показывает значительное увеличение износостойкости цилиндров с нирезистовыми вставками. Однако они не позволяют определить причину этого увеличения, так как в эксплуатации на износ цилиндров действуют многочисленные факторы, влияние которых невозможно дифференцировать при измерении износа за длительный период эксплуатации. Во время стендовых испытаний, проведенных при нормальных тепловых и различных скоростных и нагрузочных режимах, износ цилиндров со вставками и без вставок практически одинаков и значительно меньше эксплуатационного. Следовательно, уменьшение износа цилиндров с нирезистовыми вставками в эксплуатации происходит за счет факторов, которые существенно влияют на износ и которые отсутствуют при обычных стендовых испытаниях, проводимых по ГОСТу 491—55 или ГОСТу 14846—69. К этим факторам прежде всего относятся коррозионное изнашивание при работе двигателя в условиях преобладания низких тепловых режимов и абразивное — при попадании пыли в двигатель.

Объяснение повышенной износостойкости цилиндров с нирезистовыми вставками обычно дается, исходя из предположений о преобладании в эксплуатации коррозионного вида изнашивания. Эти предположения обосновываются большим количеством экспериментов, в которых интенсивность изнашивания цилиндров при пониженных тепловых режимах была

существенно (примерно в 5 раз) выше по сравнению с нормальным тепловым режимом. Однако во время проведения таких испытаний на стенде интенсивность изнашивания цилиндров при пониженной температуре воды и масла обычно меньше, чем в обычной эксплуатации [6 и 2].

В качестве доказательства повышения износостойкости цилиндров при введении нирезистовых вставок за счет их антикоррозионных свойств приводятся также данные лабораторных испытаний образцов материалов в растворах разных кислот. Так, при испытании образцов нирезиста в растворе серной кислоты их стойкость в 500, а в растворе уксусной кислоты в 30—60 раз выше, чем серого чугуна [7]. Вместе с тем известно, что стойкость образцов из хромкремнистого чугуна в растворах кислот в несколько десятков раз меньше стойкости нирезиста, а при работе двигателя износостойкость гильз из хромкремнистого чугуна в 2—4 раза выше нирезиста. Ввиду изложенного возникли сомнения в справедливости утверждения о якобы повышенной износостойкости цилиндров со вставками из-за высокой коррозионной стойкости нирезиста. Для уточнения этого вопроса были проведены специальные исследования.

При испытаниях искусственно создавались условия для интенсификации коррозионного изнашивания, хотя и не характерные для условий эксплуатации.

В результате испытаний в течение 60 ч двигателя ЗМЗ-53 в НАМИ в 1970 г. установлено, что в таких условиях износостойкость гильз со вставками только в 1,2 раза выше, чем гильз из серого чугуна (рис. 2, а).

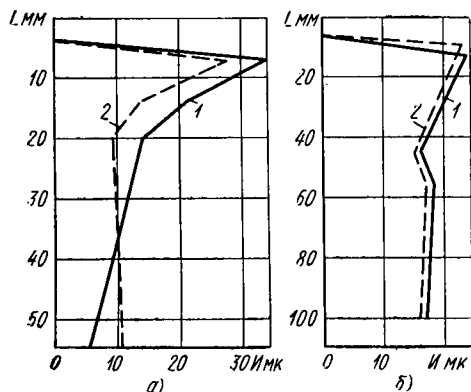


Рис. 2. Износ цилиндров двигателей после испытаний при низких температурах: а — двигатель ЗМЗ-53; б — двигатель ВАЗ-450; 1 — цилиндры без вставок; 2 — со вставками

На Горьковском автозаводе за 100 ч испытаний двигателя ВАЗ-450 при температуре воды 10—15° и масла 35—40° во время частых пусков и остановок износ гильз со вставками и без них (рис. 2, б) примерно одинаков [8].

В НАМИ в 1969—1970 гг. в зимнее время были проведены испытания двигателя ЗИЛ-130 по режимам «стой—иди» и «час пик». Было сделано 713 пусков. Общий пробег составил 3453 км. Износ гильз без вставок после этих испытаний примерно в 1,2 раза больше, чем со вставкой (соответственно 6,1 и 5,3 мк).

В 1969 г. испытывались масла на 15 двигателях автомобилей ФИАТ-124 со вставками и без вставок в цилиндрах (9 двигателей без вставок и 6 со вставками). Испытания проводились по режимам «стой—иди» и «час пик» в период с 20 января по 6 апреля в основном при низких температурах воздуха (от —35 до +5°).

За время испытаний на каждом двигателе было осуществлено 1967 пусков. Пробег составил 12 100 км. Среднемаксимальный износ цилиндров у двигателей без вставок был равен 4,2 мк, у двигателей со вставками — 3,1 мк. Износ измерялся микрометром, и незначительные изменения размеров могли быть вызваны деформацией цилиндров.

Волжский автозавод в 1969 г. испытал восемь двигателей ВАЗ 2101 (четыре двигателя со вставками, четыре двигателя без них) на режимах «стой—иди» и «час пик» в период с 30 января по 10 апреля при температуре воздуха от —40 до +5°.

Средний износ за 10 196 км пробега и 1362 пусков для гильз со вставками и без них был практически одинаков и равен 10 мк.

Для сравнения также можно привести результаты подобных испытаний девяти автомобилей ФИАТ-124 с двигателями без вставок на различных маслах отечественного производства. Испытания проводились ВНИИП с участием НАМИ в 1970 г. в зимний период в г. Электрогорске. За время испытаний автомобили совершили пробег 10 750 км и 1160 холодных пусков. Средний износ цилиндров за период испытаний по всем двигателям составил 6—8 мк.

В НАМИ испытывались масла на одноцилиндровом двигателе (отсеке двигателя ЗИЛ-130) установки НАМИ-1 с гильзами без вставок и со вставками. Двигатель испытывался в течение 120 ч по режиму, принятому при испытании масел на низкотемпературные отложения [8]. Во время этих испытаний износы гильз без вставок были в 1,05 раза больше, чем со вставками.

При сгорании топлива в цилиндрах современных двигателей создаются условия для образования окислов азота, которые, соединяясь с конденсатом, образуют раствор азотной кислоты. Чтобы определить, как влияет азотная кислота в сочетании с низкотемпературным режимом на износ гильз цилиндров, были проведены стендовые испытания с подачей во впускную трубу двигателя ЗИЛ-130 раствора азотной кислоты концентрации 4,3%. Двигатель, имевший четыре цилиндра со вставками и четыре цилиндра без вставок, работал в течение 40 ч на холостом ходу при 1200 об/мин. Температура воды поддерживалась 30°, а масла 45°. В течение каждого часа через капельницу во впускную трубу равномерно подавалось 400 см³ раствора азотной кислоты. Интенсивность изнашивания гильз цилиндров при этих испытаниях была очень высокой, однако износ гильз со вставками и без них отличался в 1,2 раза.

Для наглядности результаты приведенных выше испытаний на коррозионное изнашивание цилиндров с нирезистовыми вставками и без них приведены в табл. 2.

Таблица 2
Износ цилиндров двигателей при испытаниях на низкотемпературном режиме

Модель двигателя	Вид испытаний	Продолжительность	Износ цилиндров в мк		Отношение износов
			со вставками	без вставок	
ЗМЗ-53	Стендовые	60 ч	29,0	36,4	1,25
УАЗ-450	•	100 ч	23,0	23,0	1,00
ЗИЛ-130	Дорожные	3453 км + + 713 пусков	5,3	6,1	1,20
ФИАТ-124	•	12 100 км + + 1967 пусков	3,1	4,2	1,25
ВАЗ-2101	•	10 196 км + + 1362 пусков	10	10	1,00
НАМИ-1	Стендовые	120 ч	19,3	20,4	1,05
ЗИЛ-130	•	40 ч (азотная кислота)	103	130	1,2

Совокупность данных показывает, что в условиях предельно низких тепловых режимов, редко встречающихся в эксплуатации, цилиндры с нирезистовыми вставками изнашиваются на ~20% меньше, чем цилиндры без вставок. Следовательно, повышение в 2 раза износостойкости цилиндров в обычных условиях эксплуатации в случае применения нирезистовых вставок обусловлено главным образом не их высокой коррозионной стойкостью, а другими факторами.

При внедрении нирезистовых вставок в конце 40-х годов двигатели работали на бензинах с низким октановым числом с содержанием серы, доходившим до 0,6%, что увеличивало коррозионный износ цилиндров. Снижению коррозионного износа цилиндров способствовало применение в современных маслах щелочных присадок, нейтрализующих действие кислых продуктов (рис. 3).

Таким образом, для двигателей старых моделей коррозионная стойкость цилиндров могла оказывать большее влияние на их общий износ в эксплуатации, чем для современных моделей.

Сравнительно умеренное (до 20%) повышение износостойкости цилиндров с нирезистовыми вставками по сравнению с ци-

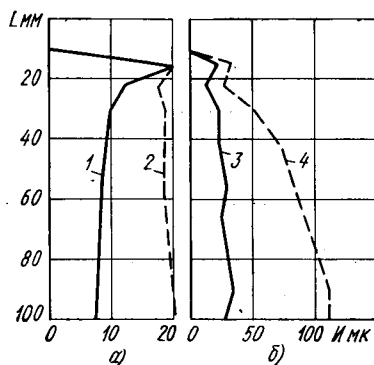


Рис. 3. Износ цилиндров при испытаниях на различных маслах в одноцилиндровом двигателе (а) и в двигателе ЗИЛ-130 (б):

1 — масло АС-8 с присадкой; 2 — масло АС-8 без присадки; 3 — масло ДСП-8 ГОСТ 10541-63; 4 — масло АК-10 ГОСТ 1862-60

линдрами без вставок, полученное при низкотемпературных режимах работы двигателя, не могло быть единственной причиной повышения в два и более раз износостойкости таких цилиндров в обычной эксплуатации. Поэтому возникло предположение, что достигнутое повышение износостойкости цилиндров с иризованными вставками было получено в основном за счет абразивной стойкости ириза.

При внедрении иризованных вставок серьезной проверки абразивной стойкости ириза не проводилось, за исключением испытаний образцов ириза на машине Амслера [7], в которых абразивная стойкость ириза была меньше, чем серого чугуна. Однако условия этих испытаний были достаточно далеки от условий работы цилиндров в реальных двигателях.

В дальнейшем для определения абразивной износостойкости ириза проводились стендовые испытания двигателей с подачей на него кварцевой пыли.

Горьковский автозавод провел испытания двигателей УАЗ-450 с искусственной дозированной подачей кварцевой пыли непосредственно во впускную трубу к каждому цилиндру [9]. Одновременно вводилась пыль в картер двигателя из расчета 50% поданной в цилиндры. После испытаний в течение 100 ч на режиме полной мощности при нормальной температуре было установлено, что цилиндры с иризованными вставками изнашиваются в 1,6 раза меньше, чем без вставок (рис. 4, а).

В НАМИ проводились испытания двигателя ЗИЛ-130 с подачей кварцевой пыли к воздухоочистителю из расчета 1 г пыли на 1 м³ воздуха. После 150 ч испытаний на режиме 50% номинальных оборотов и нагрузки получен износ гильз со вставками в 1,4 раза меньше, чем без вставок (рис. 4, б).

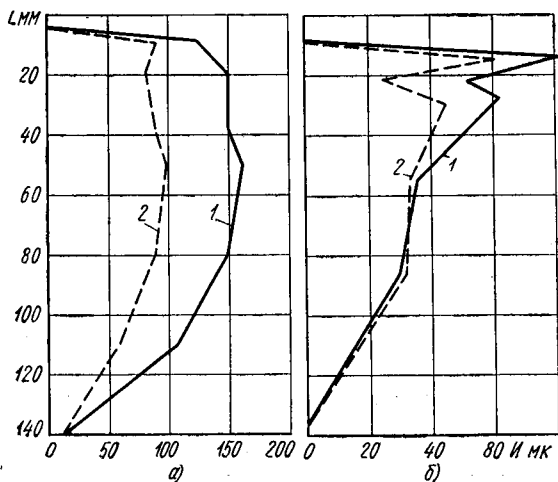


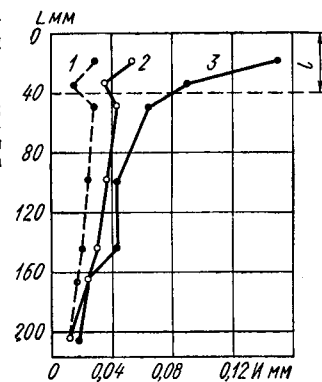
Рис. 4. Износ цилиндров при испытаниях на абразивное изнашивание в двигателях:

а — УАЗ-450; б — ЗИЛ-130; 1 — без вставок; 2 — со вставками

В НАТИ были проведены испытания двигателя Д-37М с гильзами из различных материалов: целиком из серого чугуна, с высокохромистыми и иризованными вставками. Кварцевая пыль подавалась во впускную трубу к каждому цилиндру. Было установлено, что износостойкость цилиндров с иризовой вставкой, содержащей 3,77% хрома, в 3 раза, а с высокохромистой в 5 раз больше, чем без вставки (рис. 5).

Рис. 5. Износ цилиндров двигателя Д-37М при испытании на абразивное изнашивание:

1 — цилиндры без вставок, и гильзы с высокохромистыми вставками; 2 — цилиндры и гильзы с иризованными вставками; 3 — цилиндры с высокохромистыми вставками, а гильзы без вставок (l — длина вставки)



Повышенную абразивную износостойкость ириза можно объяснить, по-видимому, следующим. В структуре ириза содержатся карбиды цементитного типа, легированные хромом [(Fe, Cr)₃C], твердостью 900—1200 кг/мм² [10]. Их твердость значительно больше твердости основы (170—180 кг/мм²). Наличие твердых карбидов в общей мягкой основе и обуславливает повышенную абразивную износостойкость ириза. Уменьшение содержания в иризе хрома приводит к уменьшению карбидной фазы и тем самым снижает его абразивную износостойкость.

По опыту Горьковского автозавода, снижение содержания хрома до 1,4% уменьшает износостойкость ириза при работе в двигателе в такой степени, что по сроку службы он оказывается равноценным износостойкости серого чугуна [3].

Влияние карбидов отражается и на характере изнашиваемой поверхности (рис. 6). При износе ириза прежде всего истирается мягкая основа, а включения твердых карбидов выступают над поверхностью, которая благодаря этому становится шероховатой, что способствует удержанию большого количества

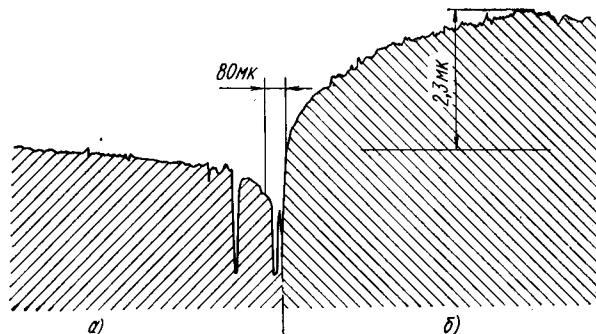


Рис. 6. Профилограмма рабочей поверхности гильзы цилиндра в месте стыка ее со вставкой двигателя ЗИЛ-130 после 100 тыс. км пробега автомобиля (увеличение в 20 000 раз по вертикали):

а — серый чугун; б — иризованный

масла на поверхности, а также является одной из причин повышенной износостойкости. Технические условия на химический состав ириза, применяемого Московским автозаводом им. Лихачева, Горьковским автозаводом и Автозаводом им. Ленинского комсомола, оговаривают содержание хрома в интервале 1,8—2,2%. Изменение содержания хрома даже в пределах допуска существенно влияет на содержание карбидной фазы в структуре, а следовательно, и на износостойкость сплава. В случае повышения содержания хрома выше нормы содержание карбидной фазы резко увеличивается (табл. 3), а износ уменьшается. Так, при 2,0—2,2% Cr износ цилиндров снижается в 1,4—1,6 раза, а при 3,77% Cr — в 3 раза.

Таблица 3
Содержание карбидной фазы в иризе и относительная абразивная износостойкость при различном содержании хрома

Хром в %	Карбидная фаза в %	Относительная износостойкость*
2,0	4,3	0,89
2,2	7,0	0,94
3,5	15,7	1,49

* Определялась на машине трения Х-4Б в ИМАШе.

Особенно много карбидной фазы (до 25% при 12—15% Cr) в хромокремнистом чугуне, гильзы цилиндров из которого

обладают высокой износостойкостью в эксплуатации. Таким образом, абразивная износостойкость определяется количеством карбидов в сплаве, что в основном связано с содержанием в нем хрома.

Подводя итоги изложенному, можно сделать вывод, что износостойкость цилиндров отечественных двигателей существенно повышается при введении нирезистовых вставок. Это обусловлено коррозионной и в еще большей мере абразивной износостойкостью. Поэтому снижения износа цилиндров можно достичь без введения нирезистовых вставок как за счет эффективной защиты двигателя от пыли, так и применения монокристаллических гильз из соответствующего материала, например хромокремнистого чугуна, имеющего особенно высокую абразивную износостойкость.

Снижение износа цилиндров без введения нирезистовых вставок за счет применения эффективной защиты двигателей от пыли подтверждается практикой развития конструкции отечественных и зарубежных двигателей. Так, по данным Автозавода им. Ленинского комсомола интенсивность изнашивания цилиндров двигателей модели 412, которые не имеют вставок, существенно ниже интенсивности изнашивания цилиндров двигателей модели 408 со вставками. При испытании 30 двигателей модели 412 в г. Таллине на автомобилях-такси интенсивность изнашивания их цилиндров составляла 0,25 мк/1000 км, а двигателей модели 408 — в среднем 1,15 мк/1000 км.

Конструкция гильз цилиндров двигателя модели 412 аналогична конструкциям гильз большинства отечественных двигателей. Химический состав их отличается от обычного серого чугуна, используемого для блоков и гильз. Однако, как показали испытания в г. Таллине, износ гильз из обычного серого чугуна не отличался от износа гильз из малолегированного, и поэтому последний не мог быть причиной малой интенсивности изнашивания цилиндров двигателей модели 412.

В двигателях модели 412 в отличие от модели 408 применена особенно эффективная система защиты от пыли, включающая воздухоочистители с бумажным фильтрующим элементом и полипоточные бумажные фильтры тонкой очистки масла.

При дорожных испытаниях двигателей ЗИЛ-130 в летний период применение улучшенной защиты двигателя от пыли позволило в 2,0—2,4 раза снизить износ гильз цилиндров с нирезистовыми вставками [11].

При удовлетворительной защите двигателей от пыли интенсивность изнашивания цилиндров имеет относительно небольшую величину и разница в износах цилиндров со вставками и без вставок незначительна. Так при сравнительных испытаниях автомобилей по булыжной дороге полигона НАМИ ניתן-

сивность изнашивания цилиндров двигателей ВАЗ 2101 без нирезистовых вставок была всего на ~11% меньше, чем двигателей со вставками. У двигателей модели 408 с нирезистовыми вставками во всех цилиндрах, прошедших испытания в этих же условиях, интенсивность изнашивания была в 2,8—3,0 раза больше.

Для современных двигателей повышенная износостойкость цилиндров с нирезистовыми вставками в значительной степени связана с абразивной износостойкостью нирезиста. Износ цилиндров можно снизить без введения нирезистовых вставок как за счет эффективной защиты двигателей от пыли, так и за счет применения монокристаллических гильз из соответствующего материала, имеющего особенно высокую абразивную стойкость. При этом должны быть выполнены также мероприятия по снижению коррозионного износа за счет приближения к оптимальному температурному режиму работы двигателя, применения высококачественных топлив и масел.

ЛИТЕРАТУРА

1. Канарчук В. Е. «Автомобильная промышленность» 1970, № 4.
2. Григорьев М. А., Пономарев Н. Н., Карницкий В. В. «Автомобильная промышленность», 1969, № 2.
3. Липгарт А. А., Струнников Н. Ф. Износ деталей кривошипно-шатунного механизма бензиновых автомобильных двигателей. Сб. научно-исследовательских работ ГАЗ. Машгиз 1953.
4. Захаров В. А., Чичагова Н. П., Кузьмин А. А. «Автомобильная промышленность», 1967, № 4.
5. Муравьев В. Д. Исследование долговечности двигателя грузового автомобиля ЗИЛ-130. Труды Автозавода им. Лихачева. Вып. 2, 1969.
6. Износ цилиндров и поршневых колец. Под редакцией Кузнецова Р. В. Машгиз, 1949.
7. Школьников Э. М., Левитан М. М. Хромокремнистый сплав для гильз автомобильных двигателей. НАМИ Вып. 81. 1957.
8. Григорьев М. А., Пименов А. М., Бунаков Б. М. «Автомобильная промышленность», 1970, № 2.
9. Гурвич И. Б. Износ и долговечность двигателей. Волго-Вятское изд-во, 1970.
10. Богачев И. И. Металлургия чугуна. Свердловское изд-во, 1962.
11. Григорьев М. А. и др. «Автомобильная промышленность», 1970, № 10.

УДК 629.114:621.43

Оценка предельного технического состояния двигателей на основе ускоренных стендовых испытаний

Канд. техн. наук И. Б. ГУРВИЧ, В. И. ЧУМАК, А. П. ЕГОРОВА

Горьковский автозавод, Горьковский политехнический институт

ОБЩЕИЗВЕСТНА необходимость в установлении технического и экономически обоснованных пределов эксплуатации автомобильных двигателей.

Наиболее правильное решение этой задачи должно предусматривать возможность оценки предельного технического состояния и предельных износов деталей еще в период доводки данной модели двигателя до освоения ее в поточно-массовом производстве.

Оценка долговечности автомобильных двигателей и износостойкости их деталей, выполняемая в настоящее время на основе статистической обработки материалов длительной эксплуатации, не может быть признана достаточно исчерпывающей в силу значительного рассеивания эксплуатационных износов и потому, что она не учитывает ни технического состояния двигателей, ни изменения геометрических форм деталей в процессе их изнашивания и не раскрывает многообразия действующих на износ факторов и их физической сущности. Статистические данные могут быть обобщены не ранее чем через два-три года с начала массовой эксплуатации той или иной модели двигателя. Поэтому эксплуатационные данные должны

являться скорее средством подтверждения и обобщения специально поставленных испытаний, чем самостоятельным методом оценки.

Основным способом определения предельных износов деталей и сопряжений является оценка технического состояния двигателя по предельным показателям. Однако практика показала, что субъективность мнений обслуживающего персонала в совокупности с раздельным использованием оценочных параметров, таких как расход масла, дымление, снижение мощности и др., не обеспечивает получения объективных данных. Применение различных приборов и средств оценки технического состояния двигателей сулит большие в этом направлении возможности. Они могут быть практически использованы лишь после всестороннего исследования каждого из оценочных параметров, их взаимосвязи и изучения возможности применения этих средств для оценки предельного технического состояния двигателей на основе выявленной взаимосвязи. Проведение таких исследований в условиях эксплуатации затруднительно и требует значительного времени. Поэтому целесообразно изучать и выбирать показатели предельного состояния и оценивать пре-

дельные износы деталей двигателей в условиях ускоренных стендовых испытаний. Методика таких испытаний, разработанная и внедренная на Горьковском автозаводе, была положена в основу излагаемых исследований [1]. В качестве базовой модели был выбран двигатель ЗМЗ-53, по которому к настоящему времени накоплен определенный статистический материал в условиях эксплуатации. Исследования проведены также и на других моделях двигателей ГАЗ и ЗМЗ.

Ускоренным стендовым испытаниям по режиму 5 (испытания с подачей 4 мг пыли на 1 м³ воздуха в цилиндры и 50% в картере по 5-часовым циклам в течение 2 ч при $n_{M_{кр} \max}$ 100% нагрузки; в течение 2 ч при $n_{N_e \max}$ 100% нагрузки; холостой

ход при n_{\min} через каждый час по 15 мин с заменой масла при замене подшипников коленчатого вала) к настоящему времени подвергнуты шесть двигателей ЗМЗ-53. В процессе испытаний периодически через 5—15 ч непосредственно на режиме ускоренных испытаний измеряли показатели технического состояния и оценивали степень изношенности основных сопряжений, для чего через 15—25 ч двигатель вскрывали. Измеряли показатели технического состояния двигателя: расход масла, пропуск газов в картер двигателя, компрессию, давление газов в картере, утечку сжатого воздуха, вводимого под давлением в цилиндры через свечные отверстия, количество продуктов износа в масле, эффективную мощность, давление масла в масляной магистрали, мощность механических потерь, индикаторные показатели и др. Чтобы исключить влияние на давление масла в магистрали производительности масляного насоса и износов его деталей, при снятии показаний по давлению масла периодически на двигатели устанавливали эталонный масляный насос в стандартном исполнении. В процессе испытаний поддерживали оптимальный тепловой режим работы двигателя и оптимальные регулировки карбюратора и установки зажигания. До и после испытаний, а также при вскрытиях и переборках, связанных с заменами изношенных деталей, выполняли микрометраж и оценку макрогеометрии изношенных деталей. При наступлении значительного ухудшения показателей — резкое увеличение расхода масла и выброс его через систему вентиляции картера из-за большого прорыва газов и резкого возрастания давления в картере, что требовало постоянной доливки масла (через каждый час работы) и затрудняло снятие показателей; падение мощности до 8—9%; резкое падение давления масла до 0,4—0,6 кгс/см²; резкое возрастание динамики изнашивания деталей — выявляли и заменяли детали, износ которых вызвал эти ухудшения, и испытания продолжали до наступления предельных износов основных деталей сопряжений, т. е. коленчатого вала и гильз цилиндров.

После вскрытий и переборок двигателя подвергали 4—5-часовой приработке без подачи пыли с заливкой на это время свежего масла. В процессе приработки осуществляли контрольные снятия показателей. В результате были получены кривые изменения целого ряда показателей технического состояния цилиндрико-поршневой и кривошипно-шатунной групп двигателя и кривые динамики изнашивания деталей указанных групп.

На рис. 1 приведены кривые изменения большинства исследованных показателей за 50 ч ускоренных стендовых испытаний. Наиболее достоверные данные о предельном техническом состоянии цилиндрико-поршневой группы дают такие показатели, как пропуск газов в картер двигателя, расход масла, давление

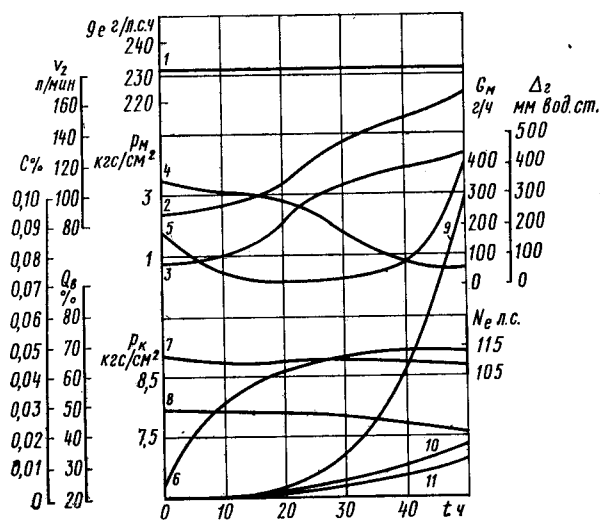


Рис. 1. Изменение показателей технического состояния двигателя ЗМЗ-53 в процессе ускоренных стендовых испытаний:

1 — удельный расход топлива; 2 — пропуск газов в картер двигателя на режиме полного дросселя при $n = 2000$ об/мин; 3 — давление газов в картере на режиме полного дросселя при $n = 2000$ об/мин; 4 — давление масла в магистрали; 5 — расход масла; 6 — утечка сжатого воздуха; 7 — максимальная мощность; 8 — компрессия; 9, 10, 11 — количество, соответственно, свинца, алюминия, хрома в продуктах износа

газов в картере и спектральный анализ продуктов износа. Компрессия незначительно падает с увеличением износов деталей цилиндрико-поршневой группы, причем имеет довольно большой разброс и весьма трудно поддается обобщению. Утечка сжатого воздуха, подаваемого в цилиндры, также имеет значительное рассеивание. Оценка по этому параметру связана со статическим положением деталей поршневой группы и в значительной степени зависит от положения замков поршневых колец. Мощность и расход топлива практически не изменялись за 50 ч испытаний, хотя износы деталей к этому времени достигли значительных величин (табл. 1).

Первоначально в процессе испытаний в результате приработки угар масла резко снижается, а пропуск газов и давление в картере несколько возрастают. Изменение этих показателей в некоторой степени также может быть связано с смещением замков поршневых колец в процессе работы двигателя, влияющим, главным образом, на пропуск газов. В основном характер изменения указанных параметров определяется образованием под верхними кольцами уплотняющей масляной подушки, препятствующей прорыву газов и сдуванием ее под давлением прорывающихся газов. Это подтверждается тем, что по мере приработки сопряженных деталей наступает некоторая стабильность данных показателей, а при увеличении интенсивности изнашивания деталей происходит значительное повышение пропуска газов и давления газов в картере. Результаты спектрального анализа продуктов износа (значительное, по

Таблица 1

Износ деталей	50-часовые ускоренные испытания		Стендовые испытания		Удельный износ в условиях эксплуатации по данным конструкторско-экспериментального отдела
	Среднемаксимальная величина износа в мм	Средняя величина износа в мм	Среднемаксимальная величина износа в мкм/1000 км	Средняя величина износа в мкм/1000 км	
Гильзы цилиндров (в зоне максимального износа) . . .	0,125	0,090	1,562	1,124	1,396
Поршневых колец по тепловому зазору:					
верхнего	2,11	1,2	26,39	15,02	12,93
второго	3,31	2,35	41,30	29,35	24,75
Поршневых колец по высоте:					
верхнего	0,092	0,062	1,150	0,775	1,240
второго	0,049	0,031	0,613	0,388	0,636
Поршней по высоте верхней канавки	0,155	0,127	1,940	1,589	0,320
Шеек коленчатого вала:					
коренных	0,070	0,058	0,875	0,725	0,744
шатунных	0,028	0,018	0,350	0,225	0,296
Вкладышей:					
нижнего коренного	0,210	0,184	2,622	2,300	2,230
верхнего шатунного	0,059	0,050	0,737	0,625	0,313

сравнению с начальным, повышение содержания в них хрома и алюминия) подтверждают интенсификацию процесса изнашивания поршней и поршневых колец к этому времени. Угар масла при этом возрастает не так резко. Только в результате значительного увеличения зазоров в деталях цилиндро-поршневой группы происходит резкое возрастание расхода масла как за счет того, что накапливающееся под верхними кольцами масло прокачивается кольцами, преодолевая давление прорывающихся газов и вызывая значительное увеличение угара масла, так и за счет выброса масла через систему вентиляции картера и неплотности сальников из-за повышенного давления газов в картере. Такое явление наблюдается к 65—75 и к 115—125 ч работы двигателя по режиму и вызывается в первом случае интенсификацией изнашивания поршней и поршневых колец при довольно плавном протекании кривой износа цилиндров, а во втором случае интенсивным изнашиванием всех деталей цилиндро-поршневой группы, в том числе и гильз цилиндров (рис. 2 и 3). К этим же периодам происходит падение мощности (на 8—9%) и компрессии (до 7—7,2 кгс/см²).

Переборки двигателя без замены деталей цилиндро-поршневой группы вызывают в некоторых случаях незначительное снижение (до 10—13%) пропуска газов, что может быть связано, по всей вероятности, с новым положением, которое занимают замки поршневых колец после переборки, и, как правило, более значительное (до 20—25%) снижение расхода масла, что связано с заменами изношенных сальников коленчатого вала (на рис. 2 эти изменения показаны штриховой линией). Замена деталей только поршневой группы (поршней и поршневых колец) при довольно больших износах гильз цилиндров (до 160—180 мкм) вызывает резкое снижение угара масла и пропуска газов и значительное повышение компрессии практически до исходных значений, наблюдаемых после окончания приработки деталей (после 10—15 ч работы двигателя по режиму), и повышение мощности на 6—7%.

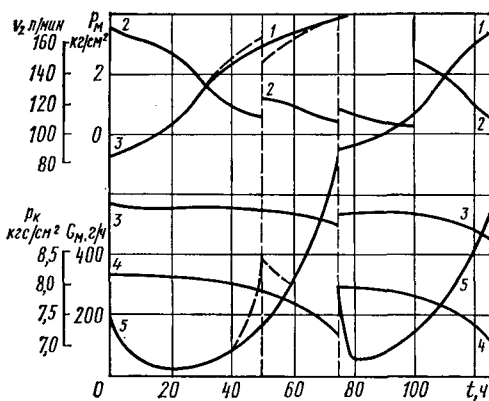


Рис. 2. Изменение показателей технического состояния двигателя ЗМЗ-53 в процессе ускоренных испытаний:

1 — пропуск газов в картер на режиме полного дросселя при $n=2000$ об/мин; 2 — давление масла в магистрали; 3 — максимальная мощность; 4 — компрессия; 5 — расход масла

Из исследованных показателей технического состояния кривошипно-шатунной группы двигателя наиболее достоверные данные о ее предельном состоянии дают давление масла в масляной магистрали и спектральный анализ продуктов износа. Резкое снижение давления масла свидетельствует о наступлении периода интенсивного увеличения зазоров в подшипниках коленчатого вала. Это подтверждается и резким возрастанием содержания свинца к этому времени в продуктах износа, выявленными спектральным анализом.

Уже после 25—30 ч работы двигателя наблюдается резкий спад давления масла в масляной магистрали. К этому периоду наступает резкое повышение изнашивания нижних вкладышей коренных подшипников, причем кривая изнашивания сходна с кривой возрастания концентрации свинца в продуктах износа (рис. 1). К 85—95 ч испытаний, когда замена вкладышей не может компенсировать значительные износы коренных шеек вала и в подшипниках появляются большие зазоры, давление

масла в масляной магистрали становится низким, наступает период интенсивного изнашивания коренных шеек коленчатого вала, что подтверждают результаты работы [2], показывающей значительную интенсификацию изнашивания подшипников коленчатого вала при низком давлении масла в магистрали. Износы шатунных шеек при этом значительно ниже, и интенсивность изнашивания их невелика. Та же закономерность изнашивания коренных и шатунных подшипников двигателя ЗМЗ-53 наблюдается и в условиях эксплуатации. Износ подшипников распределительного вала двигателя ЗМЗ-53 не оказывает существенного влияния на изменение давления масла в магистрали ввиду значительно меньших износов этого сопряжения по сравнению с подшипниками коленчатого вала, что подтверждается и эксплуатационными данными конструкторско-экспериментального отдела завода и результатами наших испытаний. Согласно результатам статистической обработки эксплуатационных данных по 40 двигателям интенсивность изнашивания опорных шеек распределительного вала в 4 раза, а втулок распределительного в 6,5 раза ниже, чем соответственно интенсивность изнашивания коренных шеек и нижних вкладышей коренных подшипников.

Подтверждением высказанного положения является и тот факт, что после 100 ч испытаний, когда на одном из двигателей с целью оценки предельного износа гильз цилиндров был установлен другой коленчатый вал, имевший износы коренных шеек порядка 60 мкм и износы шатунных шеек до 25 мкм с новым комплектом коренных вкладышей (шатунные вкладыши ввиду незначительных износов за 20 ч работы оставили прежними), давление в масляной магистрали поднялось до 2,6 кгс/см², несмотря на то, что в момент замены коленчатого вала износы подшипников распределительного вала достигли значительной величины (износ опорных втулок распределительного вала до 100 мкм, опорных шеек распределительного вала до 30 мкм). Только к 125 ч работы двигателя давление вновь упало до 0,6 кгс/см² (рис. 2 и 3).

Характер протекания кривых изнашивания деталей, полученных в процессе испытаний, близок по форме классическим кривым изнашивания.

Совместный анализ кривых изменения показателей технического состояния и кривых динамики изнашивания деталей позволил дать ориентировочные величины предельных показателей технического состояния двигателей и величину предельных износов основных деталей и сопряжений, лимитирующих срок

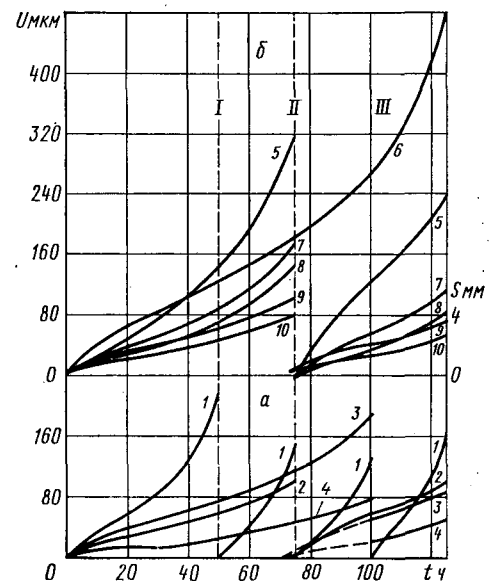


Рис. 3. Износ деталей кривошипно-шатунной (а) и цилиндро-поршневой (б) групп двигателя ЗМЗ-53 в процессе ускоренных стендовых испытаний:

1 — переборка с заменой вкладышей коренных подшипников; II — переборка с заменой поршней, колец, коренных и шатунных вкладышей; III — переборка с заменой коленчатого вала и коренных вкладышей; 1 — нижний коренной вкладыш; 2 — верхний шатунный вкладыш; 3 — коренная шейка коленчатого вала; 4 — шатунная шейка коленчатого вала; 5 — верхняя поршневая канавка; 6 — гильза цилиндра в плоскости, перпендикулярной оси коленчатого вала; 7, 8 — первое и второе поршневые кольца по высоте; 9, 10 — второе и первое поршневые кольца по тепловому зазору

Таблица 2

Ориентировочные предельные показатели технического состояния и износов деталей двигателя ЗМЗ-53	По результатам испытаний	По данным конструкторско-экспериментального отдела (эксплуатационные данные)	По результатам измерений деталей двигателей, поступивших в капитальный ремонт
Расход масла:			
в г/ч	450—500	—	—
в л/100 км	1,1—1,2	—	—
Пропуск газов в л/мин	160—170	—	—
Давление масла в кгс/см ²	0,5—0,6	—	—
Износ цилиндров в мм	0,35—0,40	0,25—0,30	0,35—0,40
Износ колец в мм:			
верхнее	0,15—0,18	0,15—0,20	0,13—0,16
второе	0,12—0,14	0,10—0,15	0,09—0,11
По тепловому зазору:			
верхнее кольцо	3,0—3,5	1,0—1,5	1,5—1,9
второе кольцо	4,0—4,5	1,0—1,5	1,6—2,1
Износ поршней по диаметру в мм	0,18—0,20	0,12	0,19—0,21
Износ поршневых канавок в мм:			
верхней	0,23—0,26	0,10	0,18—0,24
второй	0,12—0,15	0,10	0,14—0,16
Износ шеек в мм:			
коренных	0,16—0,17	0,10	0,13—0,18
шатунных	0,07—0,08	0,06	0,05—0,08
Износ нижних вкладышей коренных подшипников в мм	0,20—0,22	0,10	0,17—0,21
Износ верхних вкладышей шатунных подшипников в мм	0,08—0,09	0,05	0,04—0,06
Зазор верхнее кольцо—канавка в мм	0,36—0,40	—	0,35—0,40
Зазор коленчатый вал—подшипник в мм	0,28—0,32	—	0,28—0,30

службы двигателя ЗМЗ-53 (табл. 2). Оценка технического состояния двигателей по токсичности отработавших и картерных газов и вибрации двигателя, проводимая в настоящее время, даст возможность уточнить полученные результаты.

Сопоставление характера и соотношения износов проведено по 60 двигателям ЗМЗ-53, находившимся в условиях второй категории эксплуатации. Согласно исследованиям [3] эквивалентный пробег за 50 ч ускоренных испытаний в этом случае соответствует 75—80 тыс. км пробега. Для оценки соответствия характера износов были обобщены данные по 10 двигателям, имевшим пробеги 95—115 тыс. км [4]. Оценка соотношения износов в условиях эксплуатации и в условиях стендовых испытаний проведена по удельным износам деталей, для чего привлечены данные, полученные конструкторско-экспериментальным отделом Горьковского автозавода на основе статистической обработки результатов измерений по 40 двигателям, имевшим пробеги 50—115 тыс. км, т. е. находившимся на стадии эксплуатации, когда происходит практически пропорциональное увеличение износа основных деталей двигателя ЗМЗ-53 с возрастанием пробега автомобиля (табл. 1). Сравнение показало достаточную близость износов как по основным деталям сопряжений, так и по общему соотношению износов всех деталей сопряжений. Более высокие значения удельных износов в условиях ускоренных стендовых испытаний поршней, колец и вкладышей обусловлены тем, что их износы в условиях эксплуатации обобщены по результатам измерений как новых, так и замененных деталей, имевших ко времени измерений небольшие износы, тогда как удельные износы названных деталей в условиях стендовых испытаний обобщены только при их первой замене.

Для подтверждения полученных результатов были также обобщены по среднемаксимальным износам данные измерений 10 двигателей ЗМЗ-53, поступивших в капитальный ремонт после пробега 165—200 тыс. км. Как видно из табл. 2, предельные износы деталей, установленные в результате изложенных исследований, в основном совпадают со среднемаксимальными износами деталей, поступивших в капитальный ремонт. Несколько большие значения предельных износов колец, поршней и вкладышей, установленные в результате проведенных испытаний, также связаны с тем, что они рекомендованы для названных деталей при их первой замене, в то время как для указанных деталей, поступивших в капитальный ремонт, они обобщены по деталям второй, а возможно, и третьей замены. Предельные износы, полученные конструкторско-экспериментальным отделом на основе статистической обработки, иногда расходятся в 1,5—2 раза с полученными в результате испытаний, хотя установленные предельные значения основных показателей технического состояния близки к тем, что выявлены наблюдениями конструкторско-экспериментальным отделом за указанными 40 двигателями (расход масла до 970 г/100 км, давление масла в магистрали до 0,4—0,7 кгс/см²).

В результате проведенных исследований можно утверждать, что только комплексная оценка показателей технического состояния двигателя на основе совместного анализа кривых изменения таких показателей и кривых динамики изнашивания деталей позволяет правильно определить его предельное состояние. Это дает возможность выбрать как величины предельных показателей, так и определить величины предельных износов и зазоров основных деталей и сопряжений двигателя, лимитирующих срок его службы.

Проведенные испытания дали возможность получить наглядные кривые динамики изнашивания деталей и подтвердили правильность выбора режима ускоренных стендовых испытаний, позволившего получить те же закономерности и тот же характер изнашивания, что и в условиях эксплуатации. Пользуясь этими кривыми, можно при известной величине износов, зная их предельные значения, оценивать оставшийся ресурс деталей и сопряжений.

Применение предлагаемого метода оценки предельного технического состояния и предельных износов на основе ускоренных стендовых испытаний автомобильных двигателей позволяет в короткие сроки проверить общую работоспособность основных сопряжений как существующих, так и вновь создаваемых двигателей и дать величины показателей предельного технического состояния и предельных износов основных деталей для использования их в эксплуатации, на заводах-изготовителях и в исследовательских организациях. Применение статистических методов оценки долговечности этих деталей и сопряжений, очевидно, должно служить для подтверждения и уточнения полученных результатов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гурвич И. Б., Егорова А. П., Панов Ю. М. — «Вестник машиностроения», 1967, № 5.
2. Григорьев М. А., Новиков В. И. и др. — «Автомобильная промышленность», 1971, № 4.
3. Гурвич И. Б. Износ и долговечность двигателей. Волго-Вятское кн. изд.-во, Горький, 1970.
4. Чумак В. И., Егорова А. П., Иормухамедов Б. Ф. Исследование характера износа гильз цилиндров двигателя ЗМЗ-53 при ускоренных стендовых и эксплуатационных испытаниях. Труды ГПИ, т. XXVII, вып. 6, Горький, 1971.

УДК 629.113:628.512

Проблема борьбы с загрязнением воздуха автомобилями и пути ее решения

Канд. техн. наук **Б. А. КУРОВ**

НАМИ

ПРОБЛЕМА борьбы с загрязнением воздуха отработавшими газами автомобилем приобретает все большее значение. Автомобильный парк быстро растет и, несмотря на то, что при строительстве и реконструкции городов принимаются меры, учитывающие эту проблему, воздух на улицах становится все более загрязненным. Автомобильный парк наиболее развитых

капиталистических стран (по данным на 1.1.1971 г.) приведен в табл. 1.

Количество автомобилей на каждый 1 км² составляет в Голландии — 87, в ФРГ — 53, в Англии — 51, в Японии — 35.

Попытки заменить автомобильный двигатель каким-либо другим — не выделяющим токсичные вещества — пока не увенча-

Таблица 1

Страна	Общее количество автомобилей	Легковые автомобили
США	104 700	86 560
Япония	15 126	6 933
ФРГ	14 298	13 175
Франция	13 960	11 860
Англия	13 220	11 505
Италия	9 863	9 028
Канада	8 200	6 600

лись успехом. Разработка и внедрение предложений по усовершенствованию двигателя внутреннего сгорания, при которых уменьшается токсичность отработавших газов, ведутся на всех автозаводах и предприятиях.

Проведенные работы в настоящее время выявили ряд вопросов этой сложной проблемы. Вы-

яснено, какие вредные вещества выделяются автомобилем в наибольших количествах и представляют особую опасность для здоровья человека, выявлены режимы работы двигателя, при которых происходит наибольший выброс токсичных веществ, конструктивные факторы, сорта топлив, влияющие на загрязнение атмосферы, определены пределы допустимой токсичности автомобильных выбросов и намечены планы желательного уменьшения загрязнения воздушных бассейнов городов в перспективе.

На основании специальных исследований установлены предельно допустимые концентрации вредных веществ во вдыхаемом воздухе на улицах городов СССР. В частности, для окиси углерода установлена предельно допустимая концентрация 1,0 мг/м³, для окислов азота — 0,085 мг/м³, для формальдегида 0,035 мг/м³. Фактическое количество вредных газов в воздухе городских улиц определяется плотностью транспортного потока и количеством газов, выбрасываемых каждым автомобилем. Уменьшить или даже ограничить автомобильный поток на улицах весьма сложно и по многим причинам нежелательно. Поэтому, чтобы концентрация вредных веществ в воздухе не превышала допустимых пределов, необходимо ограничить количество вредных газов, выделяемых каждым автомобилем, т. е. установить нормы выделения токсичных веществ с отработавшими газами.

Данные о количестве вредных газов, выбрасываемых автомобилем во время движения по городским улицам, получают при испытаниях по циклу, являющемуся моделью усредненного ездового цикла в условиях городского движения. Такие циклы разработаны в США, в Европе (цикл ЕЭК ООН) и в Японии. Одновременно установлены и нормы на содержание в отработавших газах окиси углерода и углеводородов [1].

Жесткость этих норм устанавливалась не только из необходимости обеспечить санитарные нормы концентрации вредных веществ во вдыхаемом воздухе, но также и из возможности обеспечить предельное содержание токсичных веществ в отработавших газах современных автомобилей, без проведения сложных и дорогостоящих мероприятий. Нормы на предельное содержание окиси углерода и углеводородов выбраны так, что они соответствуют количеству этих компонентов в отработавших газах правильно отрегулированного и технически исправного автомобиля.

Проверка токсичности отработавших газов целого ряда автомобилей, проведенная в НАМИ, показала, что большинство правильно отрегулированных и технически исправных автомобилей удовлетворяет установленным нормам. Соблюдение этих норм по ориентировочным данным обеспечивает снижение загрязнения воздуха газами в городах на 30—35% по сравнению с загрязнением, которое может быть при эксплуатации автомобилей без контроля на токсичность.

Таким образом, первым мероприятием, направленным на уменьшение загрязнения воздуха отработавшими газами, должно быть введение на автозаводах и в автохозяйствах контроля автомобилей на токсичность.

Внедрение контроля токсичности по циклу происходит сравнительно медленно, так как это связано с капитальными затратами на дорожное оборудование. Так, лаборатория, предназначенная для европейских заводов Форда, стоит примерно 2,5 млн. долл. Лаборатория оснащена шестью стендами с беговыми роликами, камерой для измерения испарений топлива на автомобиле, химическим сектором, счетно-решающей машиной. Штат лаборатории 60 чел. По мнению европейских фирм, внедрение технологии, обеспечивающей контроль токсичности и соблюдение установленных норм, повысит себестоимость выпускаемых автомобилей примерно на 20%. Соответственно возрастает и стоимость эксплуатации автомобиля. Более широко внедряется контроль токсичности только на холостом ходу. Это связано со сравнительно небольшими затратами и не тре-

бует значительного усложнения технологии производства. Кроме того, многочисленные испытания показали, что регулирование системы холостого хода на минимальную токсичность обычно обеспечивает содержание окиси углерода и углеводородов в пределах установленных норм и при испытании их по европейскому ездовому циклу.

Уменьшение загрязнения воздуха в городах, достигаемое при введении указанных первых норм, нельзя считать достаточным, поэтому ведутся работы по подготовке более жестких норм на окись углерода и углеводороды, а также идет подготовка к нормированию выбросов окислов азота.

В США, где загрязнение атмосферы отработавшими газами особенно велико, намечается следующее изменение предельно допустимых норм на ближайшее пятилетие (табл. 2).

В 1975 г. и последующие годы предполагаются более жесткие допустимые нормы, обеспечивающие снижение выброса основных токсичных веществ на 90%. Удовлетворение указанных норм возможно только при проведении соответствующих конструктивных мероприятий на автомобилях.

В Советском Союзе в ближайшее время будут введены нормы и правила оценки токсичности автомобиля, соответствующие рекомендованным ЕЭК ООН. Максимально допустимое значение концентрации окиси углерода в отработавших газах на холостом ходу, равное 4,5% по объему (при заглублении датчика в выпускную трубу на 600 мм) уже регламентировано ГОСТом 16533—70. Эти нормы рассматриваются у нас как первая ступень в нормировании токсичности. Ведутся работы по подготовке норм на предельно допустимое содержание окислов азота. Прорабатывается вопрос об ограничении выбросов альдегидов и канцерогенных веществ.

Таблица 2

Годы	Вредные вещества	Предельно допустимая норма в г/милю
1970—1971	$\left\{ \begin{array}{l} \text{CO} \\ C_m H_n \\ \text{NO}_x \end{array} \right.$	47
		4,6
1972	$\left\{ \begin{array}{l} \text{CO} \\ C_m H_n \\ \text{NO}_x \end{array} \right.$	39
		3,4
1973—1974	$\left\{ \begin{array}{l} \text{CO} \\ C_m H_n \\ \text{NO}_x \end{array} \right.$	39
		3,4
1975	$\left\{ \begin{array}{l} \text{CO} \\ C_m H_n \\ \text{NO}_x \end{array} \right.$	3,0
		4,7
		0,46
		3,0

Проведенные работы показали, что токсичность отработавших газов в значительной степени зависит от технического состояния автомобиля и соблюдения установленных регулировок. Особенно существенно на загрязнение воздуха влияет регулирование карбюратора и, прежде всего, регулирование холостого хода. В условиях городского движения время работы автомобиля на холостом ходу составляет 20—25%, причем работа на этом режиме происходит главным образом около перекрестков.

Современные инструкции по обслуживанию автомобилей указывают порядок регулирования холостого хода, исходя только из условий устойчивой и экономичной работы двигателя. Однако изменение положения регулировочного винта холостого хода, даже в пределах, не вызывающих нарушения равномерной работы двигателя и заметных изменений расхода топлива, существенно влияет на содержание окиси углерода в отработавших газах. На рис. 1 показано изменение расхода топлива и токсичности отработавших газов двигателя ЗМЗ-24 при изменении положения винта холостого хода карбюратора К-126 при $n = \text{const}$. За 100% принят расход топлива на малых оборотах холостого хода двигателя, указанный в инструкции к автомобилю, и содержание окиси углерода в отработавших газах, равное 4,5% (по объему) — предельно допустимая норма на холостом ходу. В связи с этим, в настоящее время заводы начинают указывать в инструкции такие регулировки карбюратора, при которых обеспечивается не только устойчивая и экономичная работа двигателя, но и малая токсичность отработавших газов.

В процессе эксплуатации начальное регулирование произвольно и непроизвольно нарушается. Поэтому ведутся работы,

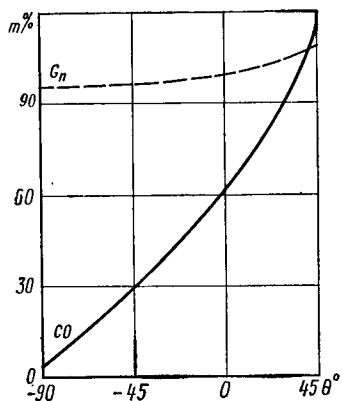


Рис. 1. Расход топлива и токсичность отработавших газов на холостом ходу в зависимости от положения регулировочного винта холостого хода

направленные на создание таких конструкций карбюратора, которые не допускали бы нарушения первоначальной регулировки. Так, в системе регулировки холостого хода, которая особенно легко может изменяться, предусматриваются более узкие пределы изменения положения регулировочного винта

целью, обеспечивающие невозможность обогащать горючую смесь на холостом ходу больше определенного предела. Для обеспечения бесперебойной работы двигателя при холодной погоде, одновременно улучшается подогрев горючей смеси, вводится мероприятия по подогреву всасываемого воздуха.

В зависимости от режима работы двигателя изменяется количество токсичных веществ, содержащееся в отработавших газах и количество самих отработавших газов.

Содержание окиси углерода зависит главным образом от состава смеси, при котором работает двигатель на данном режиме: чем богаче смесь, тем выше процентное содержание окиси углерода. Поэтому окись углерода содержится в больших количествах в отработавших газах при разгоне автомобиля, при работе на форсированных режимах и на холостом ходу. Максимальное выделение окислов азота определяется прежде всего температурой в камере сгорания. Поэтому окислы азота содержатся в больших количествах в отработавших газах при его режимах, при которых температура в камере сгорания достигает наибольших значений, и у тех двигателей, у которых рабочий процесс более напряжен.

Одним из эффективных путей снижения токсичности отработавших газов является усовершенствование существующих и разработка новых рабочих процессов. Большое внимание уделяется созданию организованного рабочего процесса. Появились двигатели с направленным движением заряда в цилиндре, с послонным сгоранием заряда, с форкамерно-факельным зажиганием.

Для уменьшения содержания в отработавших газах окислов азота применяются различные способы понижения температуры в камере сгорания, как, например, рециркуляция отработавших газов, подача в камеру сгорания воды, уменьшение угла опережения зажигания и др.

Очень сильно на образование окислов азота влияет степень сжатия. На рис. 2 приведены кривые, характеризующие содержание окислов азота в отработавших газах двигателя рабочим объемом цилиндров 2,5 л при различных степенях сжатия. В случае увеличения степени сжатия с 6,7 до 8,2, т. е. на 22,5%, содержание окислов азота увеличивается почти в 3 раза. Такой большой рост токсичности происходит как при полном открытии дроссельной заслонки, так и при частичных нагрузках, где карбюратор отрегулирован на экономичную смесь и где окислов азота выделяется особенно много.

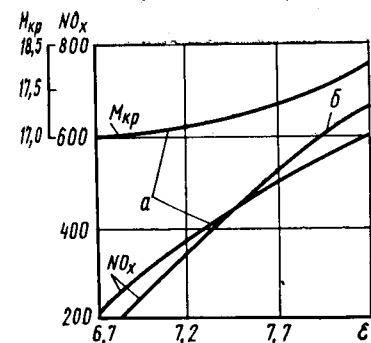


Рис. 2. Влияние степени сжатия на содержание окислов азота в отработавших газах:

а — полная нагрузка при 3000 об/мин;
б — 50% нагрузки при 3000 об/мин

Путь уменьшения количества окислов азота за счет понижения температуры цикла, снижения степени сжатия, обеднения регулировок не является перспективным, так как ухудшает динамические и экономические показатели двигателя. Однако в некоторых странах проблема токсичности стала настолько острой, что автомобильные фирмы пошли даже по этому пути. Так, в США на ряде автомо-

бильных моделей в течение последних лет снижается степень сжатия. В Европе, где у автомобильных двигателей степень сжатия ниже, чем в США, такой тенденции пока не наблюдается, однако определенное влияние на рост степени сжатия европейских автомобилей, несомненно, окажет проблема токсичности.

Режимы работы двигателя и условия протекания рабочего процесса, при которых происходит наиболее интенсивное образование окислов азота, отличаются от режимов работы и условий, при которых выделяется в наибольших количествах окись углерода. Мероприятия, снижающие содержание в отработавших газах одного из этих компонентов, не только не уменьшают содержание другого, а часто даже способствуют его увеличению. В этом состоит одна из основных трудностей в работах, направленных на уменьшение токсичности отработавших газов.

В связи с этим автомобильные фирмы начали рекламировать автомобили, в которых применяется сразу несколько способов по борьбе с токсичностью, например: рециркуляция отработавших газов, обуславливающая уменьшение образования окислов азота; дожигатель, уменьшающий количество выбрасываемой окиси углерода; впускной тракт, обеспечивающий равномерное распределение смеси по цилиндрам; специальные регулировки карбюратора и автомата опережения зажигания; система зажигания повышенной интенсивности и др. Такие автомобили получили название «чистых» или малотоксичных автомобилей.

Вновь получили развитие работы над двигателями с непосредственным впрыском топлива. В двигателях этого типа более равномерно распределяется смесь по цилиндрам и более точно дозируется топливо на различных нагрузках, в связи с чем наблюдается значительное уменьшение выброса вредных газов в атмосферу. Так, при испытаниях по европейскому циклу четырехцилиндрового двигателя рабочим объемом 1,6 л было определено, что содержание углерода в отработавших газах при работе с непосредственным впрыском уменьшилось в 7 раз, а углеводородов более чем в 4 раза по сравнению с карбюраторным двигателем такого же типа.

Большое внимание уделяется разработке дополнительных устройств, устанавливаемых на двигателе для уменьшения выделения токсичных веществ или для дожигания и нейтрализации их на выходе из двигателя.

Примером дополнительного устройства, обеспечивающего эффективное решение задачи снижения токсичности отработавших газов, является регулятор разрежения и связанный с ним экономайзер холостого хода, разработанные в НАМИ. Регулятор разрежения сообщает с атмосферой впускной трубопровод двигателя и обеспечивает на режимах принудительного холостого хода впуск в трубопровод дополнительного количества воздуха и резкое снижение в ней разрежения. Кроме того, регулятор связан с исполнительным механизмом экономайзера холостого хода, выключающим подачу топлива за счет впуска воздуха в канал этой системы. При работе регулятора разрежения и экономайзера холостого хода, впускной трубопровод и цилиндры двигателя заполняются только воздухом и процесс сгорания полностью прекращается.

Исследования, проведенные на ряде автомобилей, показали, что применение системы регулятор разрежения — экономайзер холостого хода резко снижает выделение токсичных веществ не только на режимах принудительного холостого хода, но и в начальный период разгона, следующий за принудительным холостым ходом двигателя. В условиях интенсивного городского движения длительность этих режимов составляет около половины всего времени движения [2].

Кривые, приведенные на рис. 3, дают представление о том, насколько уменьшается содержание окиси углерода и углеводородов в отработавших газах четырехцилиндрового двигателя рабочим объемом 2,5 л при оборудовании его системой регулятор разрежения — экономайзер холостого хода. Токсичность отработавших газов в значительной степени зависит от применяемого топлива. В связи с этим ведутся работы по подбору соответствующих сортов топлива, по созданию присадок к топливам, уменьшающих образование токсичных веществ и сажи.

Широкое применение этилированного бензина привело к заметному засорению атмосферы городов США и Западной Европы свинцовыми соединениями. Помимо загрязнения атмосферы, наличие свинца в топливе разрушительно действует на материалы, из которых изготавливаются каталитические нейтрализаторы, и таким образом усложняет перспективу их применения.

В связи с этим в США специальным постановлением предусмотрено замена к 1974 г. этилированных бензинов бензинами,

не содержащими свинцовистых присадок. Переход на незтилированные бензины определил тенденцию к снижению степени сжатия на двигателях новых моделей американских легковых автомобилей. Стремление уменьшить содержание окислов азота в отработавших газах, как уже упоминалось, также влияет на снижение степени сжатия.

В связи с проблемой токсичности, все большее значение приобретают газобаллонные автомобили. Широкие пределы воспламеняемости горючих газов, высокая степень равномерности их распределения по цилиндрам обеспечивают значительно

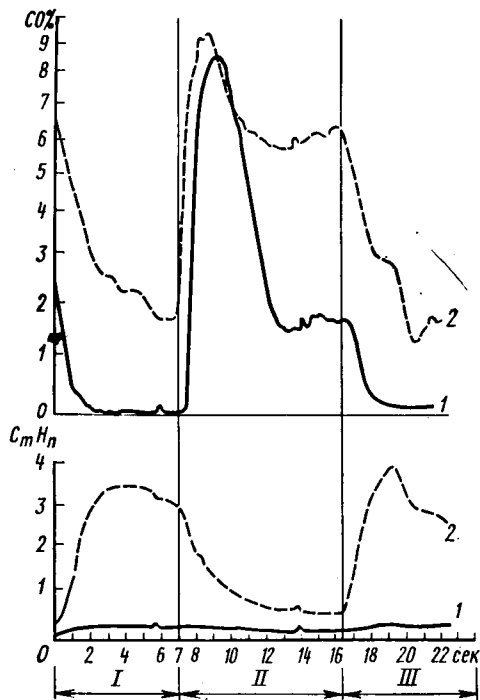


Рис. 3. Влияние системы регулятор разрежения — экономайзер холостого хода на выделение токсичных веществ: 1 — торможение до 30 км/ч; II — разгон до 120 км/ч; III — торможение до 30 км/ч; 1 — с системой; 2 — без системы

меньшее содержание окиси углерода, окислов азота, канцерогенных и других вредных веществ в отработавших газах газобаллонных автомобилей.

На рис. 4 приведены кривые, характеризующие изменение содержания основных токсичных веществ в отработавших газах при работе двигателя на пропане. Высокие октановые числа горючих газов, кроме того, исключают необходимость применения антидетонаторов, вследствие чего не происходит засорения атмосферы свинцовыми соединениями. Для большинства моделей автомобилей, выпускаемых отечественными автозаводами, разработаны установки и аппаратура для перевода их на сжиженные газы. Внимание газобаллонным автомобилям уделяется и за рубежом. Так, например, значительная часть таксомоторного парка Японии (более 100 тыс. автомобилей) уже обслуживается газобаллонными установками.

Одним из способов уменьшения загрязнения атмосферы, привлекающим большое внимание и в СССР и за рубежом, является нейтрализация и дожигание токсичных составляющих отработавших газов. Намечаемое на 1975—1980 гг. почти полное обезвреживание отработавших газов карбюраторных и дизельных двигателей может быть достигнуто, очевидно, только путем применения каталитических нейтрализаторов и термических реакторов в сочетании с некоторыми из указанных выше способов. Пока, однако, не удалось создать нейтрализатора, обладающего долговечностью, сопоставимой с долговечностью автомобиля, и обеспечивающего нейтрализацию основных вредных газов на всех рабочих режимах двигателя.

Загрязнение атмосферы городов автомобилями происходит не только вследствие наличия вредных веществ в отработавших газах. Примерно 25% всех углеводородов, выбрасываемых автомобилем, содержится в картерных газах и 20% выделяется

при испарении бензина из поплавковой камеры карбюратора и топливного бака.

Известен ряд работ, связанных с поисками оптимальной конструкции вентиляции картера. Получившая распространение замкнутая система вентиляции картера, как показали некоторые работы [3], хотя и приводит к уменьшению выделения в атмосферу углеводородов и окислов азота, однако способствует увеличению содержания в отработавших газах окиси углерода и особенно канцерогенного вещества бензапирена.

Ведутся работы по созданию систем, исключающих попадание паров топлива в атмосферу (заполнение бензиновых баков инертными газами, устройства, поглощающие и конденсирующие пары топлива, и др.).

В настоящее время наметились следующие пути решения проблемы борьбы за чистоту воздуха в городах:

1. Организация на заводах автомобильной промышленности (в том числе, на моторостроительных и топливной аппаратуры) контроля выпускаемой продукции по токсичности отработавших газов. Внедрение этого мероприятия зависит от скорейшего оснащения заводов контрольным оборудованием и организации соответствующих постов доводки и технического контроля.

2. Строгое соблюдение регулировок и технически исправного состояния эксплуатируемого автотранспорта. Обеспечение этого требования определяется: оснащением автохозяйств контрольными стендами и аппаратурой, внедрением таких регулировок автомобиля, которые были бы достаточно стабильны и обеспечивали бы малую токсичность отработавших газов, и организацией действенного надзора органами транспортной инспекции.

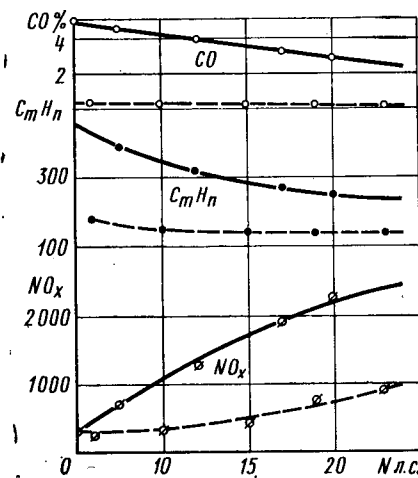


Рис. 4. Сравнение продуктов сгорания при работе на бензине (сплошные линии) и на пропане (штриховые линии)

3. Введение все более жестких норм предельно допустимого выброса вредных веществ и расширение номенклатуры нормируемых газов. Уже ведутся работы по подготовке норм на выделение окислов азота, альдегидов, исследуется возможность предупреждения выброса канцерогенных веществ.

4. Расширение исследований по рабочему процессу и смесеобразованию. Обработка двигателей с организованным процессом сгорания, с непосредственным впрыском бензина. При любых разработках новых моделей двигателей и усовершенствовании существующих конструкций принимаются меры, направленные на снижение токсичности отработавших газов. Трудной задачей является разработка таких конструкций, при которых происходит снижение выбросов одновременно всех основных токсичных компонентов и прежде всего окиси углерода и окислов азота.

Важно, чтобы при обеспечении малого содержания вредных веществ в отработавших газах другие основные показатели двигателя — его мощность, экономичность, надежность, не только не ухудшались, но продолжали улучшаться.

5. Разработка дополнительных устройств, устанавливаемых на автомобиле: специальные системы зажигания, рециркуляция отработавших газов, автоматы для впуска воздуха во впускную систему или к выпускному клапану и т. п. Создание

эффективных и надежных каталитических нейтрализаторов и дожигателей.

6. Увеличение парка газобаллонных автомобилей. Успех этого мероприятия зависит прежде всего от расширения сети газозаправочных станций и от выпуска газобаллонной аппаратуры.

7. Изучение возможностей использования для автомобильного транспорта газовых турбин, двигателей, работающих по циклу Стирлинга, экономических и технически пригодных электрических установок и источников тока, разработка образцов электромобилей с аккумуляторными батареями и комбинированными источниками тока. Есть основания рассчитывать на создание промышленных образцов таких машин, которые в определенных сферах заменят обычные автомобили.

ЛИТЕРАТУРА

1. Куров Б. А. «Автомобильная промышленность», 1971, № 4.
2. Озерский А. С. и др. Улучшение гигиенических и технико-экономических показателей автомобильных карбюраторных двигателей путем применения системы регулятор разрежения — экономайзер холодного хода. Сб. докладов второго симпозиума по токсичности. ВНИИМАШ, 1971.
3. Кутенев В. Ф. и др. Картерные газы и выброс токсичных веществ с отработавшими газами автомобилей. Сб. докладов второго симпозиума по токсичности. ВНИИМАШ, 1971.

УДК 621.43—331

Исследование основных характеристик газораспределительных механизмов современных форсированных двигателей

И. А. ГЛАДИЛИН, канд. техн. наук М. А. АНДРОНОВ, В. Д. КАЗАКОВА, Ю. Е. СТАВРОВСКИЙ

Автозавод им. Ленинского комсомола, НАМИ

В ПОСЛЕДНИЕ годы для автомобильных форсированных двигателей с верхним расположением клапанов и кулачковых валов применяют рычажные толкатели. Однако в литературе практически отсутствуют какие-либо рекомендации по выбору основных параметров таких механизмов, необходимых при проектировании новых и доводке выпускаемых в настоящее время автомобильных двигателей.

В настоящей работе рассмотрено взаимодействие основных характеристик главной трущейся пары: кулачок — рычажный толкатель.

Принципиальная схема привода клапана с помощью рычажного толкателя представлена на рис. 1.

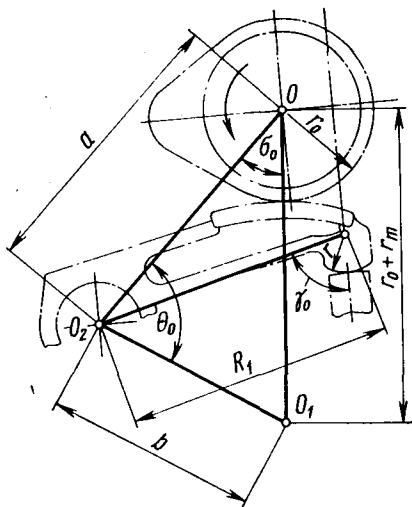


Рис. 1. Принципиальная кинематическая расчетная схема привода клапана для механизма газораспределения с верхним расположением распределительного вала

Взаимодействие кулачка и рычажного толкателя наиболее полно характеризуется коэффициентами удельного скольжения по профилю кулачка λ_k и по рабочей поверхности толкателя λ_T :

$$\lambda_k = \frac{v_{ск}}{l_k}; \quad \lambda_T = \frac{v_{ск}}{l_T},$$

где l_k, l_T — геометрические скорости скольжения точки контакта соответственно по профилю кулачка и по рабочей поверхности толкателя;

$v_{ск}$ — геометрическая скорость скольжения рабочей поверхности толкателя по кулачку.

Геометрические скорости скольжения точки контакта по профилю кулачка l_k и рабочей поверхности толкателя l_T по кулачку согласно работе [1] выражаются соответственно уравнениями

$$l_k = \frac{R \sqrt{1 + \left(\frac{dR}{d\beta}\right)^2} \left(1 - \frac{r_T}{\rho + r_T}\right)}{\frac{dR}{1 + \frac{d\beta}{a \sin \sigma} \left(\frac{a \cos \sigma}{R} - 1\right)}};$$

$$l_T = \frac{1 - \frac{R}{\rho + r_T} \sqrt{1 + \left(\frac{dR}{d\beta}\right)^2} + \frac{dR}{R} \operatorname{ctg} \sigma}{1 + \frac{d\beta}{a \sin \sigma} \left(\frac{a \cos \sigma}{R} - 1\right)} r_T;$$

$$v_{ск} = \frac{R \sqrt{1 + \left(\frac{dR}{d\beta}\right)^2} - r_T \left(1 + \frac{d\beta}{R} \operatorname{ctg} \sigma\right)}{1 + \frac{d\beta}{a \sin \sigma} \times \left(\frac{a \cos \sigma}{R} - 1\right)},$$

где a — расстояние между осью вращения распределительного вала и осью качания рычага;

l — расстояние от центра качания рычага до центра кривизны его рабочей поверхности;

R — текущее значение расстояния между центром кулачка и рабочей поверхностью рычага;

β — угол, соответствующий прямолинейному подъему толкателя с цилиндрической рабочей поверхностью радиусом, равным радиусу r_T рабочей поверхности рычага;

ρ — текущее значение радиуса кривизны профиля кулачка;

σ — текущее значение угла между прямыми, одна из которых соединяет центр вращения кулачка с центром качания рычага с коромыслом и другая — центр вращения кулачка с центром кривизны рабочей поверхности рычага.

Все исследования закона изменения коэффициентов удельного скольжения λ_k и λ_T по углу поворота кулачка проводились расчетным методом на ЭЦВМ. Исследования проведены

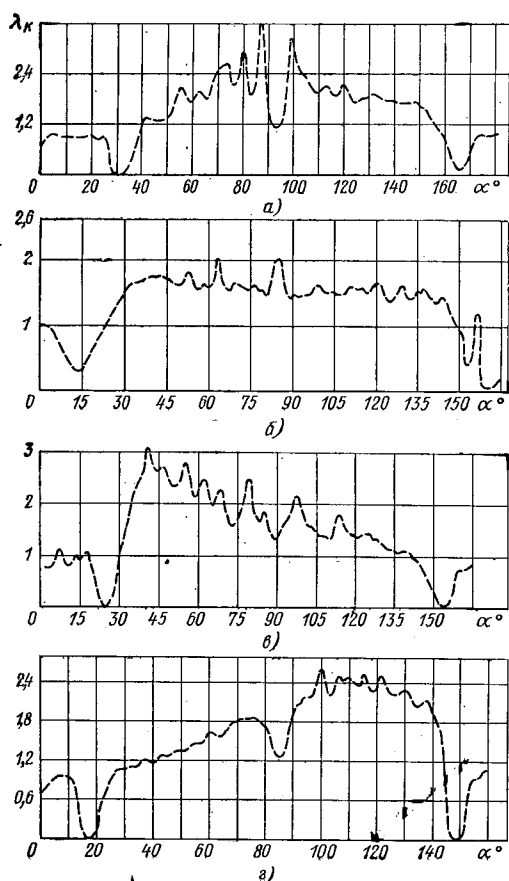


Рис. 2. Характеристики коэффициентов удельного скольжения по кулачку λ_k для механизмов газораспределения с верхним расположением распределительного вала: а — «Москвич-412»; б — VAZ-2101; в — «Порше»; г — «Мерседес»

применительно к двигателям «Москвич-412», VAZ-2101, «Порше» и «Мерседес».

Результаты исследования показали (рис. 2), что коэффициент удельного скольжения по кулачку λ_k у всех двигателей близок к нулю в двух точках профиля кулачка, соответствующих нулевым ускорениям рычажного толкателя.

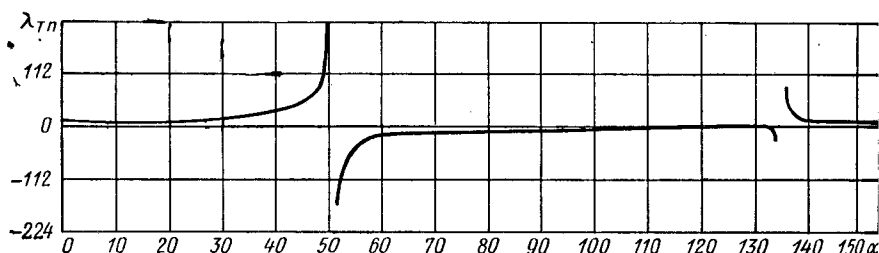


Рис. 3. Характеристика коэффициента удельного скольжения по рычажному толкателю двигателя «Москвич-412» с характеристиками привода клапана и профилем кулачка, описанным в работе [2]

Коэффициент удельного скольжения по толкателю λ_t приобретает значения, большие любой наперед заданной конечной величины, в двух точках профиля кулачка, соответствующих нулевым ускорениям рычажного толкателя (рис. 3).

Максимальные значения коэффициента удельного скольжения по кулачку λ_k механизмов газораспределения двигателей VAZ-2101, «Порше», «Мерседес» и «Москвич-412» достигают соответственно 2,6; 2,02; 3,12; 3,6.

По кривым рис. 2 и 3 можно судить лишь приблизительно об уровне удельных скольжений (а не об абсолютных значениях указанных величин), так как взятые в настоящей работе расчетные зависимости — приближенные, а профили кулачков, использованные для расчета, получены по экспериментальным данным с последующим сглаживанием по методу «наименьших квадратов» [3].

Проведенные исследования также указывают на нецелесообразность использования профилей кулачков, радиус при вершине которых имеет постоянную кривизну и центр его находится на оси распределительного вала, так как получающиеся при этом задержки клапана приводят к уменьшению скорости перемещения пятна контакта по рабочей поверхности рычага до нулевого значения и, тем самым, к повышенному износу кулачковой пары.

ЛИТЕРАТУРА

1. Корчемный Л. В. Механизм газораспределения двигателя. Изд-во «Машиностроение», 1964.
2. Андрионов М. А. К определению параметров безударного закона движения клапана для механизма газораспределения с верхним расположением распределительного вала. Труды НАМИ, вып. 94, 1967.
3. Ланцо Ш. К. Практические методы прикладного анализа. М., Физматгиз, 1961.

УДК 629.113:62—592

Влияние неравномерности действия тормозных механизмов на тормозной путь автомобиля с антиблокировочными устройствами

Канд. техн. наук Г. М. КОСОЛАПОВ, А. А. РЕВИН

Волгоградский политехнический институт

СТРЕМЛЕНИЕ уменьшить тормозной путь автомобиля при экстренном торможении привело к созданию быстродействующих электронных схем регуляторов тормозного момента на колесе, т. е. антиблокировочных устройств.

Основные конструкции разработанных в последнее время антиблокировочных систем, включая системы электронного типа, имеют две схемы их установки: зависимую и независимую. Под зависимой понимается такая схема, когда срабатывание датчика или получение сигнала на включение исполнительного механизма с одного колеса автомобиля ведет к одновременному регулированию тормозной силы на всем мосту. Независимая схема предполагает установку на каждом колесе изолированной антиблокировочной системы. Если в первой схеме на оба колеса одноименного моста ставится единый исполнитель-

ный механизм, то во второй схеме этот механизм предполагается устанавливать в тормозной системе каждого колеса.

Исходя из принципа работы зависимой антиблокировочной системы, можно заключить, что при неодинаковом снижении эффективности действия тормозных механизмов данного моста в процессе всего торможения на левом и правом колесе сохраняется различие в тормозных силах. При этом колесо с более эффективным тормозным механизмом будет определяющим в торможении данного моста, так как тормозная сила на нем достигает своего предельного значения по сцеплению раньше, чем на другом колесе. На рис. 1 изображена схема сил, действующих на автомобиль в процессе торможения. Предположим, что снижение эффективности действия тормозных механизмов наблюдается на колесах левого борта. Тогда определяющими

будут соответственно колеса с большей тормозной силой, т. е. колеса правого борта. Максимально возможное значение тормозной силы на них при работе антиблокировочной системы определится из выражений:

$$\begin{aligned} X_1^n &= \sqrt{(Z_1^n \xi \varphi_{cm})^2 - (Y_1^n)^2}; \\ X_2^n &= \sqrt{(Z_2^n \xi \varphi_{cm})^2 - (Y_2^n)^2}, \end{aligned} \quad (1)$$

где X_j^n ; Y_j^n ; Z_j^n — силовые факторы, действующие в месте контакта колес соответствующих осей правого борта автомобиля, согласно схеме сил на рис. 1;
 φ_{cm} — максимальное значение коэффициента сцепления;
 ξ — степень использования максимального коэффициента сцепления при торможении с антиблокировочными устройствами.

Соответственно тормозная сила на левых колесах будет в K раз меньше вследствие снижения на них эффективности действия тормозных механизмов. Тогда можно записать:

$$\begin{aligned} X_1^A &= K_1 X_1^n; \\ X_2^A &= K_2 X_2^n, \end{aligned} \quad (2)$$

где K_j — коэффициент, характеризующий неравномерность тормозных сил на данном мосту автомобиля.

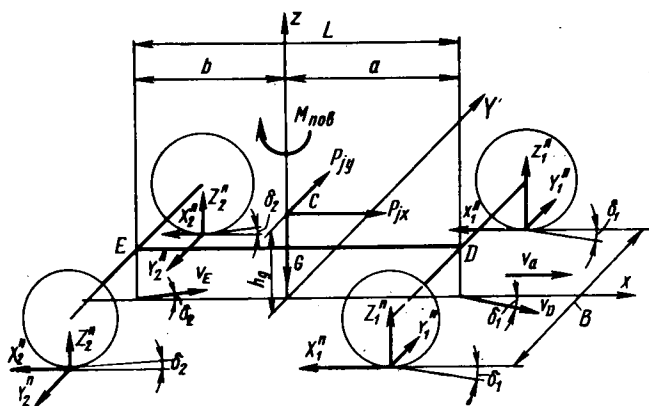


Рис. 1. Схема сил, действующих на автомобиль в процессе торможения

Таким образом, явление неполного использования максимальной тормозной силы в результате преждевременного ее регулирования на колесах с менее эффективными тормозами определяет первую причину снижения тормозных качеств автомобиля с зависимой схемой установки антиблокировочных устройств.

В результате неравенства тормозных сил на колесах левого и правого борта возникает поворачивающий момент $M_{пов}$, действующий на автомобиль в горизонтальной плоскости. Это приводит к появлению на колесах переднего и заднего моста боковых составляющих. Они действуют в месте контакта колеса с дорогой, обуславливают более раннее срабатывание антиблокировочной системы, т. е. ведут к уменьшению касательных сил, согласно формуле (1). Следовательно, явление боковых составляющих является второй причиной снижения суммарной тормозной силы на колесах автомобиля в процессе торможения.

Действие боковой составляющей приводит к качению эластичного колеса с уводом, что определяет общее движение автомобиля по криволинейной траектории. При этом, как видно из схемы (1), определяющие колеса оказываются внутренними по отношению к траектории движения автомобиля. Это приводит к уменьшению на них вертикальной нагрузки в результате действия центробежной силы. Согласно уравнению (1) при уменьшении вертикальной составляющей снижается значение тормозной реакции на колесе и, следовательно, происходит общее снижение суммарной тормозной силы. Это является третьей причиной ухудшения тормозных свойств автомобиля.

Для нахождения вертикальных Z_j^n и боковых Y_j^n реакций определяющих колесах необходимо составить выражения для поворачивающего момента $M_{пов}$, центробежной силы инерции P_{γ}^u , суммы касательных реакций, действующих на колесах автомобиля ΣX_c и с учетом формул (1), (2) решить их относительно искомых величин:

$$\begin{cases} Z_1^n = \frac{Gb}{2L} + C_1 \sqrt{(Z_1^n \xi \varphi_{cm})^2 - (Y_1^n)^2} + \\ + C_2 \sqrt{(Z_2^n \xi \varphi_{cm})^2 - (Y_2^n)^2}; \\ Z_2^n = \frac{Ga}{2L} - C_3 \sqrt{(Z_1^n \xi \varphi_{cm})^2 - (Y_1^n)^2} - \\ - C_4 \sqrt{(Z_2^n \xi \varphi_{cm})^2 - (Y_2^n)^2}; \\ Y_1^n = C_5 \sqrt{(Z_1^n \xi \varphi_{cm})^2 - (Y_1^n)^2} + \\ + C_6 \sqrt{(Z_2^n \xi \varphi_{cm})^2 - (Y_2^n)^2}; \\ Y_2^n = C_7 \sqrt{(Z_1^n \xi \varphi_{cm})^2 - (Y_1^n)^2} + \\ + C_8 \sqrt{(Z_2^n \xi \varphi_{cm})^2 - (Y_2^n)^2}. \end{cases} \quad (3)$$

Постоянные C_j зависят от геометрических параметров автомобиля и скорости торможения. Они находятся по следующей зависимости:

$$\begin{aligned} C_{1,2} &= \frac{hg}{2L} (1 + K_{1,2}) + \frac{\Gamma hg}{4} (K_{1,2} - 1); \\ C_{3,4} &= \frac{hg}{2L} (1 + K_{1,2}) + \frac{\Gamma hg}{4} (1 - K_{1,2}); \\ C_{5,6} &= \frac{B(1 - K_{1,2})(1 - \Gamma b)}{2L}; \\ C_{7,8} &= \frac{B(1 - K_{1,2})(1 + \Gamma a)}{2L}; \\ \Gamma &= \frac{Gv^2 (k_{Y1} + k_{Y2})}{Gv^2 (k_{Y2} b - k_{Y1} a) + k_{Y1} k_{Y2} gL^2}, \end{aligned} \quad (4)$$

где k_{Y1} и k_{Y2} — боковые жесткости колес переднего и заднего мостов.

Для нахождения коэффициентов C_1 ; C_3 ; C_5 ; C_7 в формулах (4) берется значение неравномерности K_1 на переднем мосту.

Для нахождения коэффициентов C_2 ; C_4 ; C_6 ; C_8 — берется значение неравномерности K_2 на заднем мосту.

Решив любым из математических способов полученную систему уравнений (3), найдем значения сил, в том числе и тормозных реакций, действующих на колесах автомобиля в зависимости от скорости его движения в процессе торможения.

Тогда суммарную тормозную силу легко определить, учитывая формулу (2). А тормозной путь в этом случае находится из выражения

$$S_T = \frac{Gv_0^3}{2g \int_{v_0}^0 F_{x(v)} dv}. \quad (5)$$

Функция $F_{x(v)}$ характеризует зависимость суммарной тормозной силы на колесах автомобиля от скорости его движения.

По мере уменьшения скорости автомобиля в процессе торможения сумма касательных тормозных реакций на его колесах возрастает до своего предельного значения, определяемого коэффициентами неравномерности тормозных сил K_j при $v_a = 0$. Увеличение начальной скорости торможения автомобиля с зависимой схемой установки антиблокировочной системы приводит к понижению среднего значения суммарной тормозной реакции на его колесах в результате роста центробежной силы.

Исходя из анализа уравнений (3), (4), (5), можно заключить, что среднее значение касательных тормозных реакций уменьшается с ростом неравномерности действия тормозных механизмов. Это приводит к общему снижению эффективности торможения автомобиля.

Торможение автомобиля с антиблокировочными устройствами, установленными по независимой схеме, качественно отличается от предыдущего процесса. В этом случае тормозная сила на каждом из колес определяется вертикальной нагрузкой, действующей в месте контакта колеса с дорогой. Тормозные силы при этом на колесах одноименных осей выравниваются, поскольку ее рост на колесе с пониженной эффективностью действия тормозных механизмов не ограничивается в момент срабатывания антиблокировочной системы на втором колесе; так как поворачивающий момент в этом случае в статической стадии процесса отсутствует, то определяемые им боковые составляющие на колесах равны нулю. Следовательно, увода колес не наблюдается, и автомобиль движется прямолинейно.

Тормозной путь в этом случае находим по формуле

$$S_T = \frac{v_0^2}{2g \varphi_{cm} \xi} \quad (6)$$

При такой схеме установки антиблокировочной системы наблюдается действие на колеса автомобиля максимальной тормозной силы, на величину которой не влияет неравномерность действия тормозных механизмов при условии достаточности давления в тормозном приводе.

С целью проверки теоретических предположений на кафедре «Автомобильный транспорт» Волгоградского политехнического института была создана лабораторная установка на базе автомобиля УАЗ-451М. Его схема показана на рис. 2.

В качестве тормозной жидкости используется масло АМГ-10. Его основное количество содержится в баке 1.

Рабочее давление тормозной жидкости в гидроаккумуляторах 2 создается с помощью ручного насоса 3. Между насосом и гидроаккумуляторами в линии высокого давления установлен обратный клапан 4, отсекающий насос от гидроаккумуляторов после их зарядки.

Предохранительный клапан 5 служит для защиты гидросистемы в случае повышения давления выше 240 кгс/см². При необходимости для сброса давления в гидроаккумуляторах используется кран 6, который соединен со сливным бачком 1.

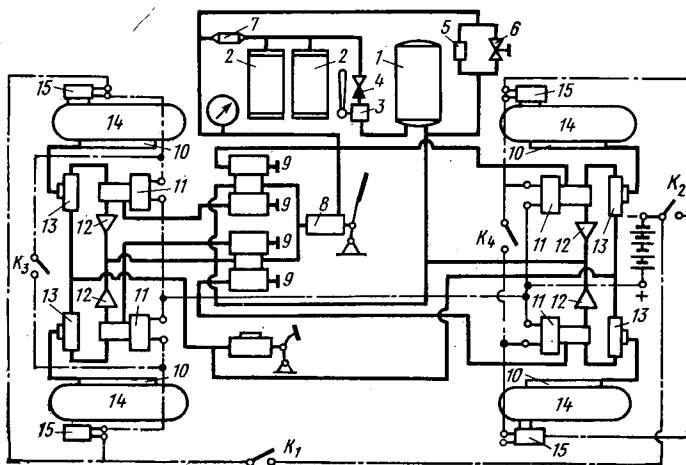


Рис. 2. Схема экспериментальной установки

Высокое давление через фильтр 7 подводится к основному клапану торможения 8, с помощью которого осуществляется процесс торможения автомобиля.

Необходимая неравномерность действия тормозных механизмов задается с помощью редукционных клапанов 9, установленных в цепи каждого тормозного механизма, путем подачи

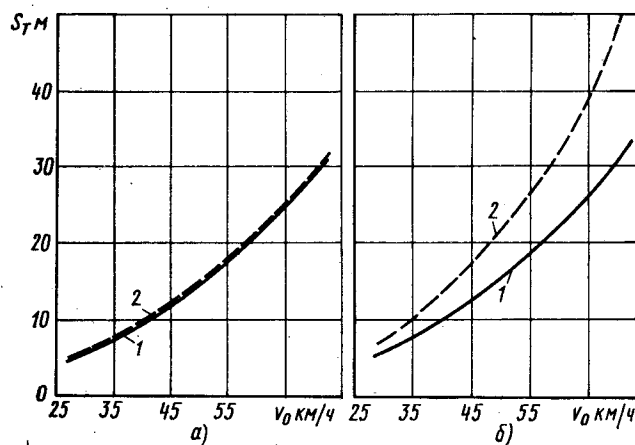


Рис. 3. Тормозной путь автомобиля УАЗ-451М с антиблокировочными устройствами:

а — $K_1 = K_2 = 1.0$; б — $K_1 = K_2 = 0.6$; 1 — независимая схема установки антиблокировочных устройств; 2 — зависимая схема установки антиблокировочных устройств

различных по величине давлений в рабочие цилиндры тормозов 10. В гидравлическую магистраль каждого колеса включены электрические клапаны 11 антиблокировочных устройств. Роль модуляторов для повышения тормозной диаграммы выполняют дроселирующие шайбы 12 с диаметром отверстия 1 мм. Для возможного использования штатной тормозной системы при перегонках и служебных поездках в гидравлической схеме установлены четыре челночных клапана 13 перед каждым тормозным механизмом. На всех колесах 14 автомобиля расположены датчики 15 типа УА-27 антиблокировочной системы, которые управляют работой электрогидравлических клапанов. Электрическая схема с помощью тумблеров K_1 ; K_2 ; K_3 ; K_4 способна моделировать установку антиблокировочной системы по зависимой и независимой схеме на оба моста или только на один мост.

На рис. 3, а и б показано изменение тормозного пути автомобиля УАЗ-451М на сухом асфальте в зависимости от скорости при различных схемах установки антиблокировочной системы в условиях бортовой неравномерности действия тормозных механизмов. Теоретические кривые нанесены сплошными и штриховыми линиями, а экспериментальные данные — точками.

Из графика видно, что при отсутствии неравномерности действия тормозных механизмов тормозной путь автомобиля с антиблокировочной системой, установленной по зависимой и независимой схемам, совпадает. Это объясняется тем, что тормозные силы на колесах одной оси нарастают одинаково и одновременно подходят к своему предельному значению, определяемому вертикальной нагрузкой. Поэтому при наблюдающемся в этом случае равенстве тормозных сил поворачивающий момент равен нулю и автомобиль тормозится одинаково эффективно по сравнению с автомобилем, имеющим независимую схему установки антиблокировочных устройств. Однако при появлении неравномерности происходит ухудшение тормозных качеств автомобиля с антиблокировочной системой, установленной по зависимой схеме, причем большее растормаживание наблюдается с увеличением скорости вследствие роста боковых сил и уменьшения вертикальных нагрузок на определяющих колесах. Из графика видно, что при 40% бортовой неравномерности ($K_1 = K_2 = 0.6$) тормозной путь для автомобиля УАЗ-451М при торможении на сухом асфальте увеличивается примерно в 1,5 раза по сравнению с тормозным путем этого же автомобиля, но с независимой антиблокировочной системой.

Таким образом, в условиях неравномерности действия тормозных механизмов схема установки антиблокировочных устройств оказывает свое влияние на величину тормозного пути. При этом наиболее удачной с точки зрения эффективности торможения является независимая схема, а применение зависимой схемы установки антиблокировочной системы сопряжено со снижением эффективности торможения автомобиля при появлении неравномерности действия тормозных механизмов.

Травмобезопасное рулевое управление автомобиля «Москвич»

Канд. техн. наук Ю. М. НЕМЦОВ, Ф. Е. МЕЖЕВИЧ, канд. техн. наук М. А. АНДРОНОВ, В. И. ЕГОРОВ, канд. техн. наук

Е. С. САВУШКИН, Ю. Д. ШИНКАРЕВ, А. И. ВЕСЕЛОВ, В. Б. ВЕНГЕРОВСКИЙ

Автозавод им. Ленинского комсомола, НАМИ, Московский автомеханический институт

ДЛЯ ИСКЛЮЧЕНИЯ или снижения тяжести травм в некоторых странах введены официальные требования к рулевому управлению по травмобезопасности: отраслевой стандарт автомобилестроения ОСТ 37.001.002—70 «Автомобили легковые. Безопасность конструкции рулевых управлений. Технические требования и методы испытаний» в СССР, федеральные стандарты 203 и 204 в США, Дополнительное требование № 7 в Швеции, Правило № 12 ЕЭК ООН и др. Требования и методики испытаний, применяемые в различных странах, практически идентичны [1].

Первые попытки повышения травмобезопасности рулевых управлений относятся к началу 50-х годов. Английская фирма Триумф в 1950 г. впервые установила на автомобиле легко деформируемую рулевую колонку. В 1956 г. на автомобилях Форд было введено рулевое колесо с утопленной ступицей, которое получило затем широкое распространение (на автомобиле «Москвич» устанавливается с 1962 г.).

Новым в повышении безопасности работы водителя явилась разработка и установка на автомобили рулевых управлений с энергопоглощающими элементами. Уже опубликовано более 200 патентов различных фирм на травмобезопасные рулевые управления.

Устанавливаемые на автомобили и описанные в патентах травмобезопасные рулевые управления по способам уменьшения перемещения руля внутрь кузова и поглощения энергии удара водителя в рулевое колесо разделяются на несколько групп.

1. Рулевые управления, которые уменьшают только перемещение верхней части руля внутрь кузова за счет расположения частей вала руля под углом друг к другу и за счет установки в местах пересечения их осей шарниров или эластичных муфт [Порше, Сааб (рис. 1), ФИАТ (рис. 2) и др.].

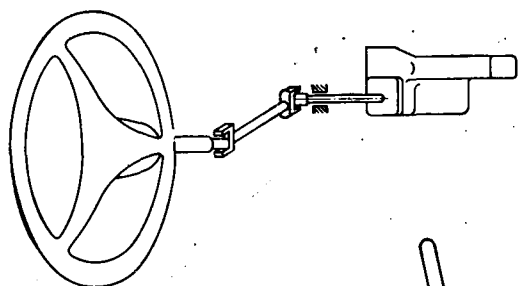


Рис. 1

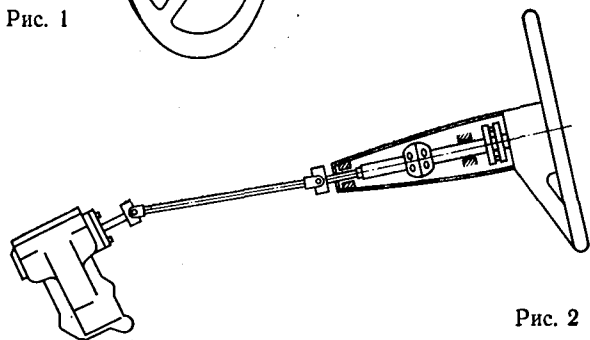


Рис. 2

Некоторое поглощение энергии удара водителя в рулевое колесо при этом типе рулевого управления происходит за счет деформации деталей крепления руля к кузову и рулевого колеса, благодаря чему в отдельных случаях на груди манекена при стендовых испытаниях получаются усилия несколько меньше верхнего допустимого предела (1135 кгс).

2. Рулевые управления, в которых в качестве элемента вала, устанавливаемого обычно под рулевым колесом, используется сиффон [Мерседес, Форд, Крайслер (рис. 3) и др.]. Этот тип рулевого управления обеспечивает только поглощение энергии удара водителя в рулевое колесо. Меньшее, чем 127 мм, перемещение по горизонтали верхней части руля внутрь кузова достигается в этих случаях обычно установкой картера руля или лонжеронов около щита передка, в зоне наименьшей при ударе деформации

3. Рулевые управления без рулевой колонки, уменьшающие перемещение вала руля внутрь кузова и поглощающие энергию удара водителя в рулевое колесо за счет деформации элементов вала руля:

а) с несосным, параллельным расположением частей вала руля, соединенных между собой пластиной с резиновыми втулками, которые выpressовываются при ударе [Вольво (рис. 4)];

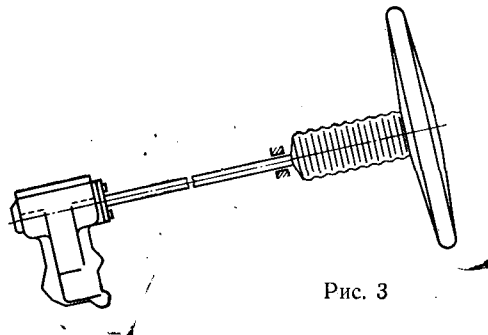


Рис. 3

б) с расположенным в средней части вала руля энергопоглощающим элементом в виде перфорированной трубы [БМВ 2500, Фольксваген (рис. 5) и др.] или энергопоглощающим элементом типа «японский фонарик», состоящим из изогнутых пластин, приваренных к концам частей вала руля.

4. Рулевые управления, которые уменьшают перемещение вала руля внутрь кузова за счет разрушения вала и деформации колонки и поглощают энергию удара водителя в рулевое колесо в основном за счет деформации рулевой колонки сетчатого типа (Дженерал Моторс 1968 г.) или гофрированной сплошной (Форд).

В обоих случаях валы руля состоят из двух частей, соединенных с помощью запрессовки и пластмассовых заклепок. Колонка к кузову прикрепляется с помощью кронштейна, имеющего прорези для крепления к поперечине передка, обращенные открытой стороной к рулевому колесу.

5. Рулевые управления, которые

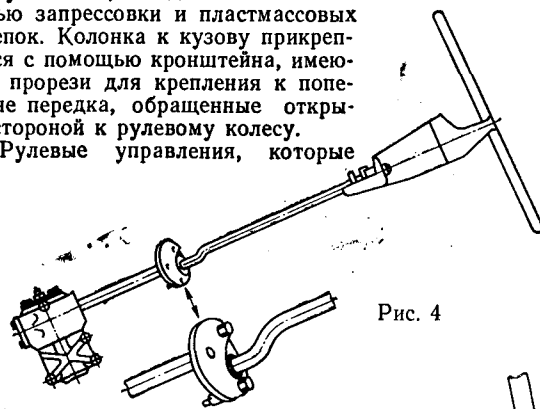


Рис. 4

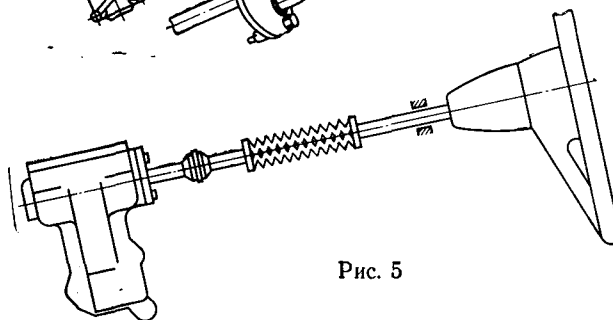


Рис. 5

уменьшают перемещение вала внутрь кузова и поглощают энергию удара водителя в рулевое колесо при телескопировании их частей:

а) за счет срезания специальными резами материала, деформации и разрыва одной из сопрягаемых частей вала руля или колонки;

б) за счет вдавливания при телескопировании в стенки наружной и внутренней труб колонки перекатывающихся между ними стальных закаленных шариков, находящихся между трубами в виде двух разнесенных между собой кольцевых поясов из восьми шариков каждый. Крепление колонки к кузову — как в группе 4 (Дженерал Моторс 1969 г.).

С 1970 г. для уменьшения продавливания шариками стенок труб колонки во время эксплуатации при действии нагрузок от изгибающих сил, возникающих при упругих деформациях кузова, вместо двух устанавливаются четыре кольцевых пояса, каждый из восьми шариков.

6. Рулевые управления, уменьшающие перемещение вала руля внутрь кузова путем телескопирования и поглощающие энергию удара водителя в рулевое колесо за счет трения частей вала, колонки руля или обоих вместе при телескопировании [«Москвич»; патенты фирм Бендикс (рис. 6), Даймлер-Бенц, Дженерал Моторс и др.).

У всех типов травмобезопасных рулевых управлений (за исключением группы 6) проверка усилия сдвига после сборки невозможна без разрушения энергопоглощающих элементов, что исключает возможность их 100%-ного контроля и является серьезным конструктивным недостатком. Поэтому в настоящее время ведутся конструктивные разработки и патентование травмобезопасных рулевых управлений в основном только группы 6.

В апреле 1970 г. на Автозаводе им. Ленинского комсомола освоено производство рулевого управления с энергопоглощающей рулевой колонкой, мягкой накладкой на рулевом колесе и замком

Колонка рулевого управления состоит из нижней 8, средней 9 и верхней 10 труб. Нижняя и верхняя трубы запрессованы с натягом по двум кольцевым поясам внутренних выступов 11 в среднюю трубу и на них нанесены клейма ОТК, показывающие, что величина усилия осевого сдвига, измеренная при сборке у 100% колонок, соответствует заданной.

Между нижней, верхней и средней трубами колонки размещены тонкостенные трубки 12 и пластины 13 из пластмассы, повышающие стабильность усилия сдвига и обеспечивающие безотказное срабатывание колонки в случае косога удара.

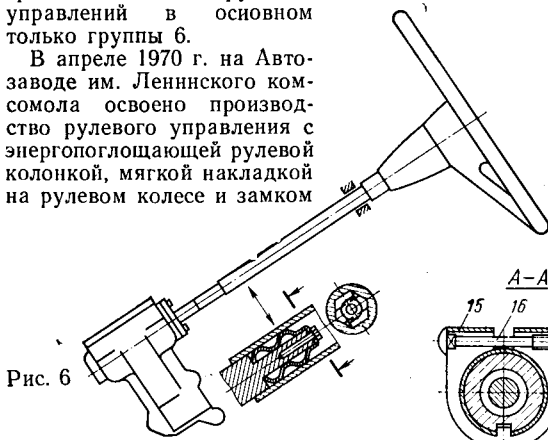
Рулевая колонка к горловине картера 14 прикрепляется с помощью штампованного хомута 15, стягиваемого болтом 16 с гайкой 17 и простой шайбой 18, что обеспечивает дополнительное телескопирование нижней трубы колонки и горловины картера при ударе.

На верхнем конце вала дуговой сваркой приварена втулка 19 с продольной прорезью, в которую входит язык 20 противоугонного устройства, встроенного в установленный на рулевой колонке замок 21 зажигания.

После проверки работы замка выступающие из крышки головки специальные болты 22 вкручиваются владельцем автомобиля.

Чтобы язык замка не выходил из прорези втулки 19 при попытке повернуть запертый руль, рядом с ней на вал надета опорная шайба 23, одна из прорезей которой используется также для фиксации в радиальном направлении пучка 24 проводов переключателя 25 указателей поворота. На конец вала руля, выступающий из опорной шайбы 23, надета распорная трубка 26, внутри которой размещена картонная противосумная прокладка 27. Картер 14 рулевого механизма прикреплен тремя болтами М10 к торцам втулок, приваренных дуговой сваркой к левому лонжерону подмоторной рамы кузова.

Средняя труба колонки рулевого управления с помощью двух болтов 28 с пружинными шайбами 29, ввернутых во фланцевые гайки 30 с резьбой М8, и штампованного из листа толщиной 2,5 мм кронштейна 31 с резиновой прокладкой 32



зажигания с противоугонным устройством на рулевой колонке (рис. 7). Оно состоит из червяка 1, к хвостовику которого приварен контактной сваркой с электронагревом короткий вал 2 со шлицевым концом. На вал с радиальным натягом по шлицам напрессована втулка 3 верхней части вала руля с коротким участком 4 внутренних эвольвентных шлицев. В зоне расположения шлицев на втулке выполнены сквозные прорези 5, длина которых больше длины шлицеванного участка, что обеспечивает пружинение в шлицевом соединении.

К верхней части шлицеванной втулки приварена дуговой сваркой переходная втулка 6, в отверстие которой запрессован и дуговой сваркой приварен к ней верхний конец 7 вала руля. На наружной поверхности шлицеванной втулки 3 каждого руля нанесено клеймо ОТК, указывающее на соответствие усилия осевого сдвига относительно вала 2 заданным пределам; 100%-ная проверка усилия осевого сдвига производится дважды: после изготовления втулки и при сборке руля.

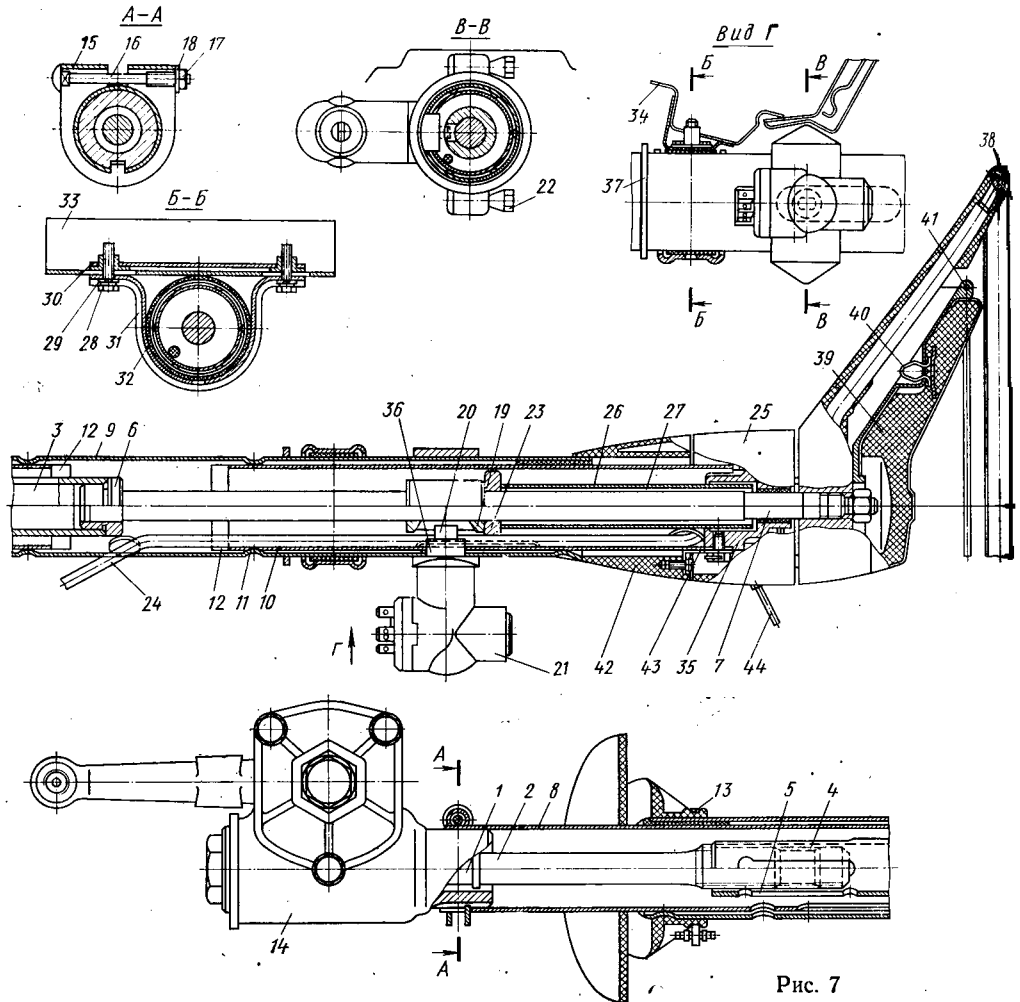


Рис. 7

прикрепляется к опоре 33 из стального листа толщиной 1,5 мм, приваренной точечной сваркой к поперечине 34 передней части кузова, имеющей толщину 1,5 мм.

При монтаже рулевого механизма с замком зажигания на рулевой колонке на автомобиле «Москвич-412» старого выпуска, имеющие пластмассовую рамку щитка приборов, между опорой и кронштейном устанавливаются две стальные прокладки толщиной по 5 мм.

При деформации передней части автомобиля в первой фазе удара о препятствие вал руля перемещается в сторону пассажирского салона до упора распорной втулки 26 в дно отверстия корпуса 35 верхнего подшипника вала руля. После этого подшипник вместе с верхней трубой также перемещается внутрь кузова. Для ограничения этого движения в отверстие средней и прорезь верхней труб колонки входит выступ 36 корпуса замка, который предотвращает дальнейшее перемещение верхней трубы относительно средней, крепящейся к кузову кронштейном 31.

Чтобы средняя труба колонки не перемещалась внутрь кузова при слабой затяжке болтов 28 крепления кронштейна, на трубе дуговой сваркой приварено разрезное кольцо 37, которое при смещении колонки в сторону пассажирского салона упирается в кронштейн 31. После упора кольца в кронштейн при дальнейшей деформации передней части автомобиля происходит телескопирование шлицевого соединения вала и нижней трубы внутрь средней колонки, что ограничивает перемещение конца вала руля внутрь кузова в пределах, установленных требованиями безопасности (не более 127 мм по горизонтали).

Во второй фазе удара водитель контактирует сначала с ободом и спицами рулевого колеса 38, а после их деформации — с мягкой накладкой 39 (крышкой), закрепленной пружинными шпильками 40 на включателе 41 сигнала. Затем верхняя внутренняя труба колонки утапливается внутрь средней, а шлицованная втулка перемещается по шлицам нижней части вала. Силы трения, возникающие при сдвиге частей колонки и вала за счет натяга между выступами средней и наружной поверхностей верхней трубы колонки и в шлицевом соединении вала, полностью гасят оставшуюся после деформации рулевого колеса энергию удара водителя. При этом декоративный кожух 42, закрепленный на верхней трубе колонки кронштейном 43, скользит по наружной поверхности средней трубы колонки.

Рулевой механизм с энергопоглощающей колонкой может быть установлен на любой автомобиль «Москвич-412» с расположением рычага управления коробкой передач на рулевой колонке (кроме автомобилей выпуска до 1968 г.).

На автомобиль «Москвич-412» с правым расположением рулевого управления устанавливается тот же рулевой механизм, но с измененным угловым расположением переключателя указателей поворота, при котором рукоятка 44 направлена вправо вверх под углом 45° к горизонтали. Картер руля в этом случае закрепляется с наружной стороны правого лонжерона подмоторной рамы.

Заводом проведены испытания на соударение автомобиля с препятствием и стендовые испытания по ОСТу 37.001.002—70, а также стендовые испытания вала руля на прочность при изгибе и дорожные испытания автомобилей по булыжному и асфальтовому покрытиям на равнинных и горных дорогах. Результаты испытаний, а также опыт эксплуатации показали полную надежность, долговечность и соответствие рулевого управления требованиям безопасности, предъявляемым к нему отечественными и иностранными стандартами.

Наряду с внедрением комплекса мероприятий пассивной безопасности [2] производство травмобезопасного рулевого управления высокой технологичности было освоено заводом в короткие сроки.

В 1970 г. травмобезопасному рулевому управлению присвоен международный знак официального утверждения на соответствие Правилу № 12 ЕЭК ООН, табличка с которым устанавливается под капотом автомобиля «Москвич-412».

Рулевое управление защищено авторским свидетельством на изобретение [3].

ЛИТЕРАТУРА

1. Веселов А. И., Немцов Ю. М. Современные требования и пути повышения безопасности конструкции современных легковых автомобилей. НИИНавтопром, 1971.
2. Немцов Ю. М. и др. «Автомобильная промышленность», 1971, № 10.
3. Немцов Ю. М., Межевич Ф. Е., Егоров В. И. Травмобезопасная рулевая колонка. «Бюллетень изобретений и товарных знаков», 1972, № 5 (Авторское свидетельство № 289703).

УДК 629.113.012.1

Некоторые особенности автомобиля с задней управляемой осью

Д-р техн. наук П. В. АКСЕНОВ

В ПОСЛЕДНЕЕ время разрабатываются и выпускаются грузовые автомобили, имеющие заднюю управляемую ось в дополнение к передней. Как известно, такое конструктивное решение позволяет значительно уменьшить минимальный радиус поворота автомобиля или угол поворота управляемых колес при заданном радиусе [1 и 2]. Основываясь на теоретических и экспериментальных исследованиях, можно отметить ряд других важных особенностей, которые необходимо учитывать при конструировании таких автомобилей и при эксплуатации.

Применение задней управляемой оси существенно изменяет направление и величины боковых сил на колесах автомобиля при криволинейном движении, которые, как известно, определяют устойчивость движения автомобиля. Для пояснения этого рассмотрим кинематику неустановившегося поворота (вход в поворот и выход из поворота) автомобиля.

Автомобиль в неустановившемся повороте можно представить как механизм, состоящий из многих шарнирно связанных звеньев, каждое из которых в общем случае имеет свою угловую скорость и центр поворота. Такими звеньями являются все управляемые колеса и продольная ось автомобиля. Движение всех его точек определяется движением продольной оси, а движение управляемых колес — кинематикой рулевого привода и углом поворота рулевого колеса. В связи с этим рассмотрим движение упрощенной системы, изображенной на рис. 1, где поворот управляемых колес заменен поворотом оси колес с центром, лежащим на продольной оси шасси. Поворот управ-

ляемой оси характеризуется углом поворота вектора скорости \vec{v}_n или \vec{v}_z , который вращается совместно с управляемой осью. Угол поворота вектора скорости зависит от угла поворота оси и угла увода (знак принимается в зависимости от направления боковой силы на оси):

$$\beta_i = \alpha_i \pm \delta_i.$$

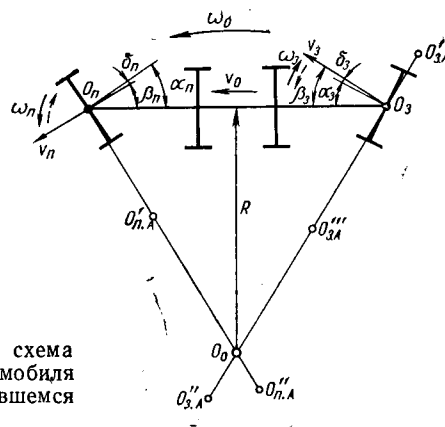


Рис. 1. Расчетная схема движения автомобиля при неустановившемся повороте

При известной поступательной скорости автомобиля вектор скорости будет

$$\vec{v}_i = \frac{v_a}{\cos \beta_i}.$$

Если автомобиль имеет не по одной передней и задней управляемой оси, а по несколько осей, то в качестве вектора скорости рассматривается вектор центра симметрии группы управляемых осей.

Угол поворота этого вектора равен среднему арифметическому углов поворота отдельных управляемых осей, входящих в группу:

$$\beta = \frac{\beta_1 + \beta_2 + \dots + \beta_n}{n}.$$

Если ось, входящая в эту группу, неуправляемая ($\alpha=0$), то ее угол поворота определяется только углом увода оси.

При неустановившемся повороте система, эквивалентная автомобилю, совершает сложное движение, состоящее из переносного движения продольной оси и всех, связанных с ней, элементов с угловой скоростью ω_0 вокруг мгновенного центра O_0 и относительного движения управляемых осей с угловыми скоростями ω_n и ω_3 вокруг центров O_n и O_3 , лежащих на продольной оси шасси.

Относительные угловые скорости, вероятно, будут равны:

$$\omega_n = \beta'_n \text{ или } \beta_n = \int \omega_n dt.$$

Переносная скорость (рис. 1) определяется как

$$\omega_0 = \frac{v_a}{R}.$$

В соответствии с рис. 1 в этом случае

$$R = \frac{l_1}{\operatorname{tg} \alpha_n + \operatorname{tg} \alpha_3 - \delta_n + \delta_3},$$

где $l_1 = L$ — база автомобиля.

Учитывая, что

$$\beta_n = \alpha_n - \delta_n = \int \omega_n dt,$$

$$\beta_3 = \alpha_3 + \delta_3 = \int \omega_3 dt,$$

получим

$$\omega_0 = \frac{v_a}{L} \int (\omega_n + \omega_3) dt.$$

В случае жестких в боковом направлении шин это уравнение принимает вид

$$\omega_0 = \frac{v_a}{L} (\alpha_n + \alpha_3),$$

т. е. переносная угловая скорость зависит от поступательной скорости автомобиля, его базы и суммы углов поворота управляемых осей.

Переносное и относительное вращение осуществляются вокруг параллельных осей, перпендикулярных плоскости чертежа. Это положение дает право при рассмотрении неустановившегося поворота применить теорему о сложении вращений вокруг параллельных осей [3]. Применительно к рассматриваемой задаче используются два положения этой теоремы: относительное и переносное вращение направлены в одну сторону; относительное и переносное вращение направлены в противоположные стороны и угловые скорости не равны между собой.

В первом случае согласно теореме центр абсолютного вращения на отрезке, соединяющем центры относительного и переносного вращений. Расстояние от центра абсолютного вращения до центров относительного и переносного вращений обратно пропорционально угловым скоростям соответствующего движения. Величина абсолютной скорости равна арифметической сумме величин относительной и переносной угловых скоростей.

Во втором случае центр абсолютного вращения лежит на продолжении отрезка, соединяющего центры относительного и переносного вращений, за тем из них, которому соответствует большая угловая скорость. Расстояния также обратно пропорциональны угловым скоростям.

Абсолютная угловая скорость равна разности большей и меньшей угловых скоростей. Направление абсолютного вращения совпадает с направлением того вращения, которому соответствует большая угловая скорость.

При входе в поворот направление относительной скорости (рис. 1) передней управляемой оси или группы осей совпадает с направлением переносной скорости. Следовательно, мгновенный центр абсолютной скорости будет лежать в точке, а скорость будет равна

$$\omega_{n.A} = \omega_0 + \omega_n.$$

Величина относительной скорости является функцией скорости поворота руля, задаваемой водителем. Нормальное ускорение

$$w_n = v_n \omega_{n.A} = v_n (\omega_0 + \omega_n).$$

Направление боковой силы определяется положением мгновенного центра абсолютного вращения. Эта сила направлена от центра переносного вращения.

При входе из поворота направление относительного вращения не совпадает с переносным, при этом (рис. 1, штриховые стрелки), как правило, $\omega_0 > \omega_n$, поэтому мгновенный центр поворота будет лежать в точке $O_{n.A}$, а абсолютная скорость

$$\omega_{n.A} = \omega_0 - \omega_n.$$

Боковая сила на передней группе управляемых осей при выходе из поворота будет иметь то же направление, что и при входе в поворот. Очевидно, в том и в другом случае дополнительная боковая сила будет по направлению совпадать с боковой силой при установившемся повороте.

На задней группе управляемых осей при входе в поворот направление относительного вращения не совпадает с переносным. При этом в самом начале поворота, очевидно, $\omega_0 < \omega_3$, а затем по истечении некоторого времени положение изменяется, т. е. $\omega_0 > \omega_3$. Тогда в соответствии с теоремой в начальный период поворота мгновенный центр поворота будет лежать в точке $O_{3.A}$, т. е. за продольной осью по отношению к центру поворота, и

$$\omega_{3.A} = \omega_3 - \omega_0.$$

Боковая сила направлена к центру O_0 . В последующем, когда ω_0 станет больше ω_3 , мгновенный центр поворота переместится в точку $O_{3.A}$ и дополнительная боковая сила поменяет направление на противоположное и будет направлена от центра O_0 . Абсолютная скорость

$$\omega_{3.A} = \omega_0 - \omega_3.$$

Следовательно, на задней группе управляемых осей по мере входа в поворот изменится направление боковой силы. Эта первая особенность, отмечаемая и в других работах [1], появляется с введением задних управляемых колес.

При выходе из поворота относительное вращение совпадает с переносным, следовательно, мгновенный центр поворота лежит в точке $O_{3.A}$. Боковая сила совпадает по направлению с боковой силой установившегося поворота и в какой-то период превосходит последнюю, так как в этом случае

$$\omega_{3.A} = \omega_0 + \omega_3,$$

$$w_3 = v_3 (\omega_0 + \omega_3).$$

Это — вторая особенность, появляющаяся с введением задних управляемых осей.

Изменение направления боковой силы на задней управляемой оси в начальный момент входа в поворот определяет невозможность ее стабилизации обычно применяемыми конструктивными мерами (например, наклон шкворня). На этой оси всегда появляется дестабилизирующий момент, который снижает устойчивость прямолинейного движения (курсовую устойчивость).

На автомобилях с задними управляемыми осями возможно появление свойства «рыскания». От водителя таких автомобилей требуется большое внимание и большая затрата энергии на управление.

Отмеченная особенность подтверждена экспериментально. Измерение нормального ускорения над задней управляемой осью, пропорционального боковой силе, показало его перемен-

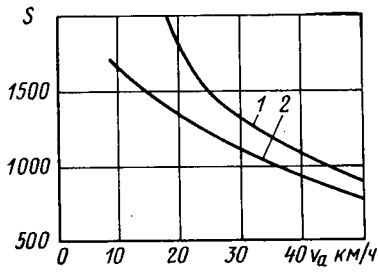


Рис. 2. Изменение работы водителя, затрачиваемой на управление автомобилем, в зависимости от скорости и наличия задней поворотной оси

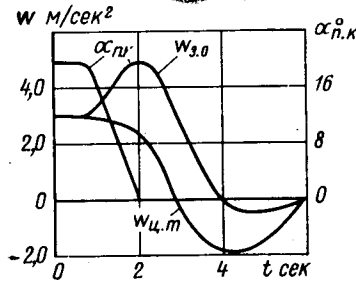


Рис. 3. График изменения поперечного ускорения над задней управляемой осью $w_{\text{з.о}}$ и в центре тяжести $w_{\text{ц.т}}$ при выходе из поворота автомобиля

показывают расчеты, наибольшая суммарная боковая сила, как правило, приходится на группу колес, расположенных в задней части автомобиля, что обуславливает склонность к заносу.

Склонность автомобиля с дополнительно управляемыми и задними колесами к заносу, наличие дестабилизирующего момента, сложность гашения заноса, смещение траектории задних осей от центра поворота при входе в поворот и другие особенности значительно усложняют управление автомобилем с задними управляемыми колесами. Это требует особого внимания и повышенного напряжения водителя, что связано с его утомляемостью. Опыт эксплуатации таких автомобилей показал необходимость специальной целенаправленной подготовки водителей.

Задние управляемые колеса требуют привода, растянутого по всей базе автомобиля. В приводе должно быть предусмотрено количество тяг, рычагов, шарниров, промежуточных опор приблизительно в 1,5 раза больше, чем обычно. От этого привода получается конструктивно более сложным, требующим повышенного внимания при эксплуатации, особенно в зимнее время.

Экспериментальное сравнение двух однотипных автомобилей, отличающихся схемами рулевого управления, по нормализованной методике (ОН 025-319-68) позволило получить интересные данные по управляемости этих автомобилей. Характер потери устойчивости сравниваемых автомобилей при криволинейном движении был принципиально различен. Автомобиль с задней управляемой осью на бетонной сухой площадке терял устойчивость из-за заноса своей задней части, заканчиваясь выходом из полосы движения, разворотом, а иногда опрокидыванием автомобиля. У автомобиля только с передними управляемыми осями заднюю часть не заносило. Он терял устойчивость от опрокидывания с предварительным выходом из полосы движения. Начальная скорость входа в поворот с полной потерей устойчивости у второго автомобиля была несколько выше. Занос же первого автомобиля начинается, как правило, на режимах движения (скорость входа в поворот и радиус поворота), реально возможных в условиях эксплуатации. Потеря устойчивости при выполнении маневра «переставка» у автомобиля с задней управляемой осью наступает на весьма низких по сравнению со вторым автомобилем скоростях движения. Скорость оказывается ниже на 30—35% и вполне возможной в условиях движения на сухих дорогах с твердым покрытием.

Опыт показывает, что эффективным конструктивным мероприятием по устранению отмеченных выше недостатков автомобиля с задней управляемой осью является устройство, позволяющее автоматически отключать привод управления и блокировать заднюю ось при движении на магистральных дорогах с большими скоростями. Задняя управляемая ось должна использоваться на малых скоростях движения и на дорогах, где требуются высокие показатели поворачиваемости.

Положительные результаты дает использование привода рулевого управления, обеспечивающего запаздывание поворота задних управляемых колес по отношению к передним. При этом улучшаются показатели устойчивости прямолинейного движения, исключается явление «рыскания», но остаются все другие недостатки, ухудшающие управляемость автомобиля, такие как возрастание боковой реакции на задних колесах при выходе из поворота, склонность к заносу задней части при круговом движении, смещение траектории движения задних колес.

ЛИТЕРАТУРА

1. Фаробин Я. Е. Теория поворота транспортных машин. Изд-во «Машиностроение», 1970.
2. Литвинов А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля. Изд-во «Машиностроение», 1971.
3. Апель П. Теоретическая механика. Физматгиз, 1960.

ный характер в начальный момент входа в поворот при постоянстве направления бокового ускорения в центре тяжести автомобиля.

На рис. 2 приведен график изменения работы водителя, затрачиваемой на управление автомобилем с передней и задней управляемыми осями (кривая 1) и с одной передней управляемой осью (кривая 2) в зависимости от скорости. Работа, выраженная в условных единицах, измерялась на участке длиной 1 км ровного шоссе с твердым покрытием. Автомобиль с задней управляемой осью при всех прочих равных условиях требует большей на 25—30% затраты труда, чем автомобиль только с передними управляемыми колесами.

Результаты эксперимента по измерению боковых сил при выходе автомобиля из поворота приведены на рис. 3. Из графика видно, что над задней управляемой осью в начальный момент выхода автомобиля из поворота происходит возрастание поперечного ускорения при падении ускорения в центре тяжести.

Возрастание боковой реакции на задней оси при выходе автомобиля из поворота может привести к началу заноса или к его увеличению. Это явление усложняет управление автомобилем. При наличии задней управляемой оси прекращать начавшийся занос наиболее распространенным способом (путем небольшого, но резкого поворота руля в сторону заноса) нельзя, так как это может увеличить интенсивность и длительность заноса или опрокинуть автомобиль.

Таким образом, применение задних управляемых осей в сочетании с передними при всех прочих равных параметрах позволяет значительно улучшить показатели поворотов в различных условиях и на всех режимах движения автомобиля. Это важное преимущество может обеспечить длиннобазным автомобилям хорошую вписываемость в существующую дорожную сеть и отличную маневренность.

Однако применение задних управляемых осей предопределяет ряд важных эксплуатационно-технических особенностей, влияющих на показатели устойчивости прямолинейного и криволинейного движения автомобиля по следующим основным причинам:

1. Возрастание боковой реакции на задних управляемых осях при выходе автомобиля из поворота, что может являться причиной начала заноса. Избегать заноса обычно применяемыми методами — резким поворотом колес в сторону заноса — на этих автомобилях недопустимо. Такой метод приводит не к гашению, а к возрастанию заноса.

2. Отсутствие возможности стабилизации задних управляемых колес из-за изменения направления боковой реакции в процессе входа в поворот и в связи с этим образование дестабилизирующего момента на задних осях. Это определяет низкую устойчивость прямолинейного движения, усиливающуюся с появлением люфтов в приводе управляемых колес.

3. Неблагоприятное распределение боковых сил по колесам при движении по траектории с постоянной кривизной. Как

Экспериментальная проверка простейшей теории автоколебаний управляемых колес

О. В. КРЫЛОВ

Московский автомеханический институт

ПОПЫТКА получить простые формулы, которые позволили бы конструктору при проектировании автомобиля выбрать параметры подвески передних колес так, чтобы автоколебания управляемых колес (шимми) не возникали в рабочем диапазоне скоростей движения, показана в работе [1]. Ниже изложены результаты экспериментальной проверки этих предложений.

В качестве примера рассматривалось появление автоколебаний управляемых колес у грузового автомобиля ЗИЛ-157К, имеющего зависимую подвеску передних колес. Автомобиль оборудован шинами 12.00—18 И-111 с автоматическим подкачиванием, что позволяет изменить такие параметры шины, как коэффициент увода, боковую и угловую жесткость пневматика.

Чтобы получить на этом автомобиле шимми, была сконструирована специальная продольная рулевая тяга с изменяемой жесткостью (рис. 1). Для изменения жесткости тяги вставляются различные комплекты пружин 1 с заранее известной жесткостью. Пружины устанавливаются с предвари-

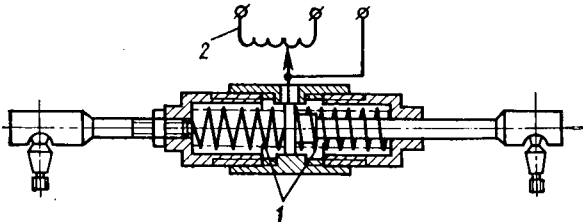


Рис. 1. Рулевая тяга с переменной жесткостью

тельным натягом, равным наибольшему ходу, чтобы гарантировать отсутствие зазора при работе тяги. Таким образом, жесткость тяги равнялась удвоенной жесткости пружины. Правый конец тяги, присоединенный с помощью стандартного шарового сочленения к рулевой сошке, практически оставался неподвижным при колебаниях колес. Левый конец тяги присоединялся к поворотному рычагу. Угловые колебания колеса пересчитывались по линейному перемещению левого конца тяги. Линейные перемещения записывались с помощью реохордного датчика 2 на ленту шлейфового осциллографа. Скорость движения автомобиля определяли по оборотам колеса, на котором был установлен электрический отметчик оборотов. Его показания записывались одновременно с записью колебаний.

Чтобы можно было оценить соответствие теоретических представлений шимми [1] с экспериментальными, необходимо знать еще ряд параметров автомобиля и пневматика: угловую жесткость шины b , момент инерции колеса и деталей рулевого управления относительно оси шкворня J_{θ} , коэффициент затухания колебаний k_{θ} , характеризующий трение в системе рулевого управления, боковую жесткость шины a и коэффициент увода η .

Угловую жесткость шины определяли экспериментально согласно схеме на рис. 2. На колесе укрепляли рычаг 1 длиной 1 м, на конце которого прикладывалась сила P , фиксируемая динамометром 2. Угловые перемещения колеса определяли пересчетом линейных перемещений S конца рейки 3 длиной 1 м, записываемых при помощи индикатора 4. Рычаг 1 и рейка 3 не связаны жестко между собой, чтобы не вносить погрешность в измерения. Тяга рулевого управления при этом была отсоединена от колеса, и угловая жесткость определялась исключительно шиной. Для двух

шин 12.00—18 И-111 получены данные, приведенные на рис. 2. Это дает угловую жесткость одной шины $b=1000$ кгм/рад. Данные получены при давлении в шинах $\mu=3$ кгс/см² и нагрузке на передний мост $G=1400$ кг.

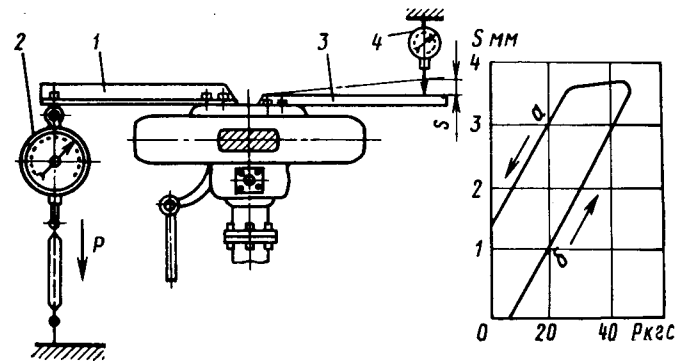


Рис. 2. Схема определения угловой жесткости шины: а — нагружение шины; б — разгрузка шины

Боковую жесткость шины a определяли также экспериментально согласно схеме на рис. 3. Один конец динамометра 1 прикрепляли к ступице переднего колеса, а другой — через стаяжку с правой и левой резьбой к рядом стоящему автомобилю. Боковые перемещения колес измеряли с помощью индикатора 2. Для двух шин получены данные, приведенные на рис. 3. Это дает боковую жесткость одной шины $a=35000$ кгс/м при том же давлении в шине и нагрузке на передний мост.

По известной зависимости между коэффициентом сопротивления уводу K , боковой жесткостью шины a и коэффициентом увода η [1]

$$\eta = \frac{K}{a}$$

можно найти необходимый коэффициент увода η . Коэффициент K для шины 12.00—18 И-111 взят из работы [2], где даны значения этого коэффициента, отнесенного к нагрузке на колесо, $K=4,8$. При нагрузке на переднее колесо ЗИЛ-157К, равной 700 кгс, получим $K=3460$ кгс/над. Тогда $\eta=0,1$ м.

Момент инерции колеса вокруг оси шкворня определяли пересчетом из полярного момента инерции J_k по формуле

$$J_{\theta} = \frac{1}{2} J_k + mb^2,$$

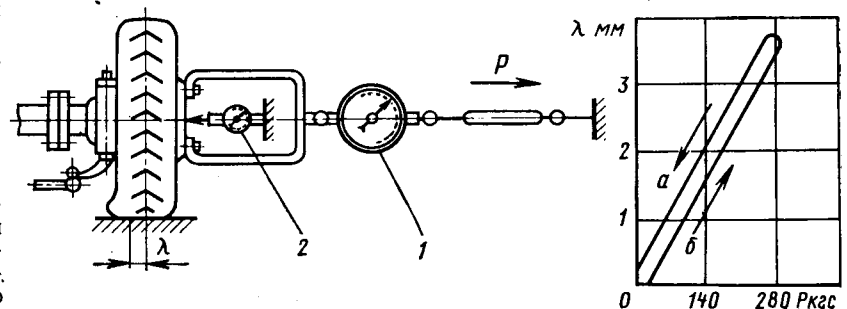


Рис. 3. Схема определения боковой жесткости шины: а — разгрузка шины; б — нагружение шины; 1 — динамометр; 2 — индикатор

где m — масса колеса;
 b — расстояние от центра тяжести колеса до оси шкворня.

Он равен $1,6 \text{ кгм/сек}^2$. Кроме того, получена осциллограмма затухания собственных колебаний колеса вокруг оси шкворня при известной жесткости пружины продольной рулевой тяги и вывешенных передних колесах, показанная на рис. 4. Это дало возможность определить коэффициент затухания колебаний в системе рулевого управления k_θ и уточнить момент

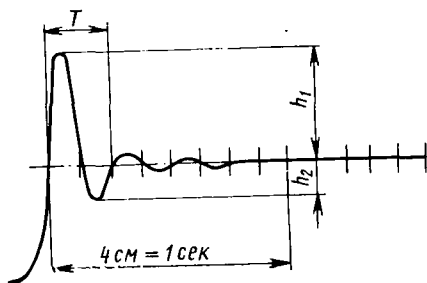


Рис. 4. Осциллограмма затухания колебаний колеса вокруг оси шкворня

инерции, так как влияние поперечных тяг и рулевого колеса не было оценено. По данным кривой затухания отношение последующих амплитуд $\frac{h_1}{h_2} = 4$.

Логарифмический декремент затухания δ определяют из соотношения

$$\frac{h_1}{h_2} = e^{-\delta T}$$

а коэффициент сопротивления для одного колеса в рулевом управлении k_θ находят по формуле

$$k_\theta = \delta 2J_\theta$$

где J_θ — момент инерции одного колеса;

T — период собственных колебаний.

По этим соотношениям $k_\theta = 15 \text{ кгм}\cdot\text{сек}$. По той же осциллограмме найдена частота собственных колебаний передних колес вокруг осей шкворней, что дало возможность уточнить величину момента инерции J_θ по формуле

$$J_\theta = \frac{c_\theta}{p_\theta^2}$$

где p_θ — частота собственных колебаний колеса.

Окончательное значение J_θ с учетом приведенной массы деталей рулевого управления для одного колеса равно $1,8 \text{ кгм}\cdot\text{сек}^2$.

Эксперимент по получению шимми проводился в диапазоне скоростей движения от 20 до 30 км/ч. Такой низкий диапазон скоростей, при которых ожидалось появление шимми, объясняется тем, что в системе рулевого привода автомобиля ЗИЛ-157К имеется достаточно большое демпфирование k_θ . Если его пересчитать на безразмерный коэффициент демпфирования \bar{n} по формуле

$$\bar{n} = \frac{k_\theta}{2J_\theta p_\theta}$$

где p_θ — частота собственных колебаний колеса вокруг оси шкворня, то получим $\bar{n} = 0,18$. В работе [1] приведен график (3а) зависимости требуемого демпфирования \bar{n} от критической скорости шимми v при различных отношениях жесткости рулевого привода c_θ к угловой жесткости пневматика b . На

графике видно, что, например, для $\frac{c_\theta}{b} = 1$ при $\bar{n} = 0,25$ шимми не сможет наступить ни при какой скорости v . А график (5) в той же работе показывает, что при $\frac{c_\theta}{b} = 1$ шимми наступит, если $\bar{n} < 0,15$. Поэтому в нашем эксперименте

необходимо было снижать $\frac{c_\theta}{b}$ за счет изменения жесткости продольной тяги с помощью пружин. При жесткости одной пружины 3500 кгс/м , что соответствует угловой жесткости $c_\theta = 400 \text{ кгм/рад}$, шимми наступило при скорости $v = 20 \text{ км/ч}$, которая определялась по отметкам оборотов колеса на осциллограмме (рис. 5). По той же осциллограмме определялась частота шимми $p_\theta = 19,7 \text{ 1/сек}$. Со следующим комплектом пружин, имеющих жесткость 5100 кгс/м , что соответствует угловой жесткости $c_\theta = 600 \text{ кгс}\cdot\text{м/рад}$, критическая скорость шимми $v = 25 \text{ км/ч}$ и частота шимми $p_\theta = 21 \text{ 1/сек}$.

Теоретический расчет [1] критической скорости и частоты колебаний при этих значениях параметров дает $v = 21 \text{ км/ч}$; $p_\theta = 23 \text{ 1/сек}$ и $v = 27 \text{ км/ч}$; $p_\theta = 26 \text{ 1/сек}$ соответственно. При этом принималось, что вынос $e = 0$. Тогда по формулам (16) и (17) работы [1] получим для v квадратное неравенство

$$J_\theta k_\theta v^2 + (\eta k_\theta^2 - bJ_\theta \eta) v + c_\theta k_\theta \eta^2 < 0.$$

Его решение заключено между корнями $v_1 < v < v_2$, где v_1 — скорость на входе в область неустойчивости, а v_2 — скорость на выходе из области неустойчивости.

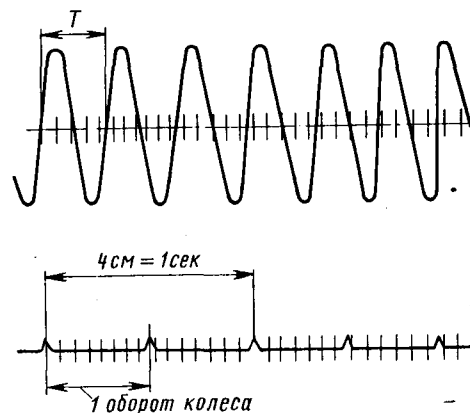


Рис. 5. Осциллограмма частоты шимми

Частоту шимми p_θ находили по формуле (18) работы [1] также при выносе $e = 0$:

$$p_\theta = \sqrt{\frac{c_\theta + b}{J_\theta + \frac{k_\theta \eta}{v}}}$$

На осциллограмме автоколебаний (рис. 5) отчетливо видно несовпадение частоты шимми с оборотами колеса. Это подтверждает тот факт, что шимми не вызываются наличием дисбаланса на колесе и являются особым видом автоколебаний, появление и устойчивое поддержание которых зависит в первую очередь от наличия упругого пневматика и особого сочетания таких параметров системы, как жесткость рулевого управления, коэффициент демпфирования в системе рулевого управления и момент инерции колеса относительно оси шкворня.

Некоторые расхождения расчетных значений с экспериментальными могут быть объяснены тем, что не учитывались вынос колеса и влияние второй степени свободы колеса на подвеске. Кроме того, необходимо учитывать погрешность измерений при определении основных параметров. Тем не менее эксперимент количественно подтвердил основные выводы работы [1] о влиянии жесткости рулевого привода и коэффициента демпфирования на возникновение автоколебаний, что дает возможность использовать в первом приближении решения, которые давались в указанной работе.

ЛИТЕРАТУРА

1. Крылов О. В., Гродко Л. Н. «Автомобильная промышленность», 1971, № 8.
2. Антонов Д. А. «Автомобильная промышленность», 1965, № 11.

Исследование и устранение высокочастотных вибраций, возникающих при работе колесных тормозных механизмов

Кандидаты техн. наук К. Л. ДЮБЕК, И. А. ЛЕВИН, Д. Т. ГАПОЯН

Московский автомеханический институт, НАМИ

В РЕЗУЛЬТАТЕ экспериментального исследования вибрирующего тормозного механизма как колебательной системы [1] обнаружено, что возникающие при торможении автомобиля вибрации барабанного тормозного механизма располагаются в довольно широком интервале частот: 200 гц—2 кгц.

При анализе звуковых явлений высокочастотных вибраций выяснилось, что спектр его имеет единственную главную частоту порядка 2—3 кгц.

Исследования показали, что все детали тормозного механизма вибрируют с одной частотой, равной частоте слышимого звука. При изучении вибраций с помощью вибро- и тензодатчиков было выявлено, что все детали тормоза колеблются в одной фазе. С наибольшей амплитудой колеблется тормозная колодка в плоскости вращения тормозного барабана и максимальные деформации испытывает опорная часть тормоза.

При изучении собственных частот колебаний различных деталей, входящих в тормозной механизм, не удалось обнаружить характерную для этих вибраций частоту. Был сделан вывод о том, что звук, издаваемый вибрирующим тормозом, является результатом колебательного процесса всей системы деталей, входящих в тормозной механизм.

В процессе исследований не было отмечено влияния на частоту вибраций материала фрикционной накладки, хотя кинетическая фрикционная характеристика (зависимость коэффициента трения μ от скорости скольжения $v_{ск}$) в большой степени определяет интенсивность колебаний. С увеличением крутизны наклона кривой $\mu=f(v_{ск})$ амплитуда колебаний возрастает. Такие факторы, как температура в контакте и скорость вращения тормозного барабана, оказывают влияние лишь на интенсивность вибраций (а не на его частоту), так как они изменяют фрикционную характеристику трущейся пары.

Исследования показали, что на частоту вибраций решающим образом влияет жесткость опорной части системы тормозной барабан—тормозная колодка—опора колодок, а также масса тормозной колодки и связанных с ней в процессе колебаний деталей тормоза. Частота вибраций увеличивается с повышением жесткости опорной части тормозного механизма, с ростом давления в приводе тормозов и с уменьшением массы колодки.

Тормозная колодка выполняет в колебательном механизме, образованном вибрирующим тормозным узлом, функцию колеблющейся массы. Тормозной барабан является источником энергии, поддерживающей колебания и восполняющей потери энергии колебательной системы. Кроме того, барабан является основным источником звука.

Исследования показали, что механизм вибраций тормозного узла с достаточной точностью описывается дифференциальным уравнением колебаний системы с одной степенью свободы [2], а частота f механических колебаний определяется соотношением величины колеблющейся массы m колодки и связанных с ней деталей и жесткости $K_{оп}$ опорной части тормозного механизма, согласно выражению

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_{оп}}{m}} \quad (1)$$

Отсутствие источника подвода внешней переменной силы, изменяющейся с частотой звука и поддерживающей движение, а также установившийся характер колебательного движения позволяют классифицировать происходящие в вибрирующем тормозном механизме процессы как автоколебания [3].

Исследуем условия возникновения автоколебаний на модели, имитирующей тормозной механизм (рис. 1, а) и их энергетический баланс. Аппроксимируем типичную фрикционную характеристику трущейся пары подобной имеющейся в тормозном механизме (штриховая линия на рис. 1, б) ломаной линией АБВГ. Эта ломаная линия состоит из трех участков, отражающих основные типы зависимостей силы трения F_{μ} от скорости скольжения $v_{ск} = v_0 - v$: АБ — горизонтальный участок, ВВ — участок падающей зависимости (отрицательный наклон характеристики) и ВГ — возрастающая зависимость (положительный наклон).

При вибрациях движение массы m носит синусоидальный характер, т. е. скорость $v_{ск}$ также изменяется синусоидально (рис. 1, в).

Пользуясь графиками, изображенными на рис. 1, б и в, построим для каждого вида фрикционной характеристики зависимости силы трения F_{μ} (тормозящая сила, направленная против движения) от времени t .

Кривая 1г (рис. 1, г) показывает изменение силы при изменении скорости скольжения в пределах падающего участка фрикционной характеристики, а кривая 2г — на участке с положительным ее наклоном. По горизонтальному участку АБ (кривая 3г) видно, что сила трения неизменна при отклонении массы m в любом направлении от своего нейтрального положения.

На рис. 1, д построена кривая перемещений массы m в процессе колебаний. На основе

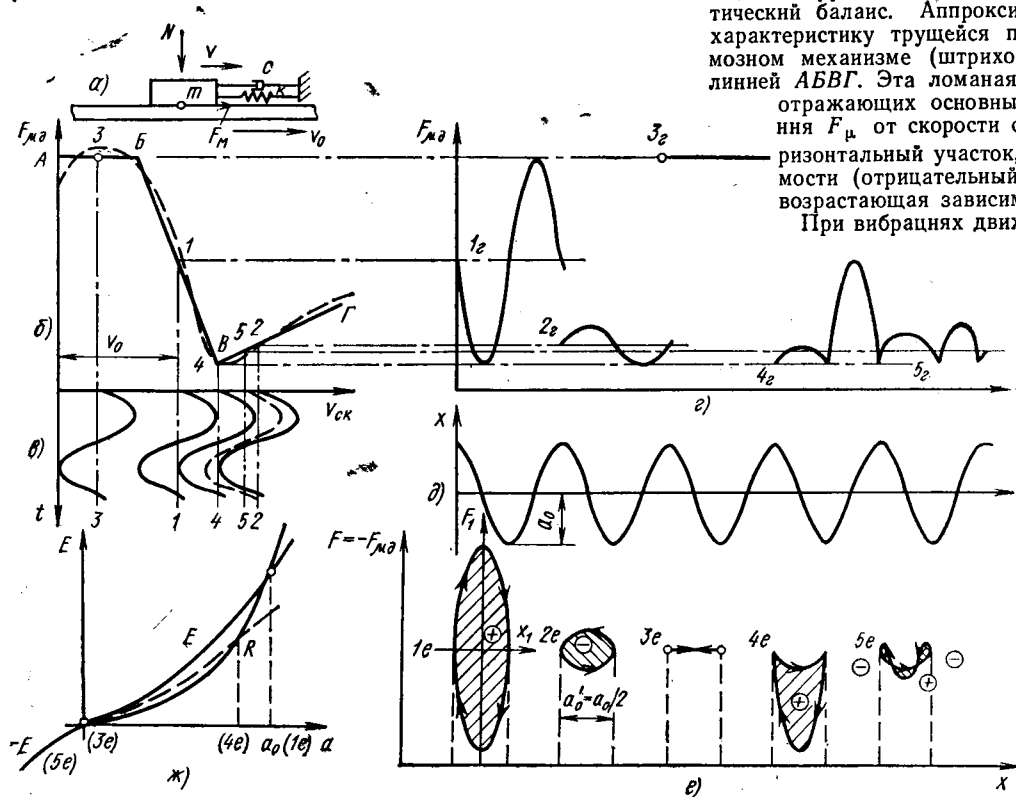


Рис. 1. Диаграммы энергетического баланса для автоколебательной системы с нелинейной фрикционной характеристикой

этой кривой и кривых изменения силы трения построим (рис. 1, е) диаграммы работы для каждого из разобранных случаев. В качестве переменных принимаем перемещение X массы в процессе колебаний и внешнюю силу F , равную силе трения с обратным знаком [2]. Работа этой силы представляет собой энергию, вкладываемую в систему.

Из теории колебаний [2 и 3] известно, что при синусоидальном движении скорость всегда опережает смещение по фазе на 90° . Знак работы, совершаемой силой за колебательный цикл, зависит от того, опережает сила смещение или запаздывает. Направление обхода контура диаграммы работы, определяющее знак работы, по часовой стрелке (при выбранных переменных) соответствует работе, затрачиваемой источником энергии и вкладываемой в систему; обратное направление обхода означает, что энергия поступает из системы в источник, т. е. теряется системой. При совпадении по фазе в колебательном режиме силы F и перемещения X совершаемая работа равна нулю.

Исследуем диаграмму работ для рассматриваемых случаев с учетом сделанных замечаний. При падающей зависимости силы трения от скорости скольжения (участок BB) сила F опережает смещение X (рис. 1, г и д) на 90° . В этом случае диаграмма работы имеет вид эллипса (для выбранного масштаба величин), контур $1e$ которого обходится по часовой стрелке, т. е. в систему подводится энергия, порция которой за колебательный цикл определяется площадью контура.

При положительном наклоне кинетической фрикционной характеристики (участок BC) контур $2e$ обходится против часовой стрелки, так как сила запаздывает относительно смещения на 90° . При этом система теряет колебательную энергию.

При отсутствии зависимости силы трения от скорости (участок AB) диаграмма работы обращается в отрезок прямой линии $3e$; площадь такого контура равна нулю, как и работа, совершаемая за цикл.

Контур $4e$ (рис. 1, е) обходится по часовой стрелке, но положительная работа внешней силы F , совершаемая на участке излома фрикционной характеристики, меньше работы этой силы на «чистом» падающем участке. Полностью устранить поступление энергии в систему возможно (кроме разобранных случаев для участка AB) при равенстве площадей всех контуров с различным направлением обхода, входящих в диаграмму работы за цикл (диаграмма $5e$).

Проведенный анализ энергетике колебаний системы, подобной тормозному узлу, показывает, что наличие в системе элемента с падающей характеристикой означает возможность возникновения автоколебаний. Падающая фрикционная кинетическая характеристика вносит в систему «отрицательное сопротивление», т. е. энергию, поддерживающую колебания и определяемую площадью диаграммы работы $F-X$. Для нашего случая доза вкладываемой в систему за цикл энергии E растет пропорционально квадрату амплитуды колебаний (так как площадь подобной эллипсу фигуры пропорциональна квадрату ее линейных размеров) т. е. изображается графически параболой (рис. 1, ж). Энергия R , рассеиваемая системой за один период вследствие затухания, также увеличивается с ростом амплитуды a_0 по параболе. Точка пересечения кривых E и R определяет установившуюся для данного состояния системы амплитуду колебаний a_0 . В случае уменьшения силы отрицательного затухания (снижение угла отрицательного наклона фрикционной характеристики или наличие участка излома кривой $\mu-v_{ск}$) парабола E становится более пологой, т. е. амплитуда установившихся колебаний падает. Отсутствие зависимости коэффициента трения μ от скорости означает, что подводимая в систему энергия равна нулю, а положительный наклон фрикционной характеристики приводит к замене «отрицательного» сопротивления «положительным», т. е. сопротивлением сил сухого трения, увеличивающих рассеивание энергии системы.

Во время колебаний тормозная колодка совершает возвратно-поступательное движение относительно поверхности тормозного барабана, причем скорость ее движения значительно меньше, чем окружная скорость обода барабана. При совместном движении трущейся пары ввиду падения скорости скольжения накладки относительно барабана коэффициент трения возрастает (что обусловлено отрицательным наклоном фрикционной скоростной характеристики трущейся пары), в то время как при обратном движении колодки происходит снижение коэффициента трения. Полная работа, совершаемая

силами трения за колебательный цикл, положительна и компенсирует потери энергии на преодоление сил затухания.

Динамические процессы, возникающие в тормозном механизме вследствие потери устойчивости системы и существующие благодаря наличию сил отрицательного затухания, имеют четко выраженный автоколебательный характер и включают следующие, присущие автоколебательной системе, составные части [2]:

1) постоянный источник энергии — вращающийся с постоянной скоростью (в элементарный отрезок времени) тормозной барабан;

2) колебательную систему — тормозная колодка — опорная часть тормозного механизма, представляющую собой в первом приближении систему с одной степенью свободы;

3) устройство, регулирующее поступление энергии в колебательную систему от постоянного источника (переменная сила трения между накладкой и барабаном, обусловленная наличием падающей зависимости коэффициента трения от скорости скольжения); накопление энергии осуществляется при деформации деталей тормоза за счет превышения работы движущих сил над силами сопротивления (что обусловлено отрицательным наклоном кинетической фрикционной характеристики) с последующей ее отдачей в виде кинетической энергии в момент избытка работы сил сопротивления;

4) обратная связь между колебательной системой и регулирующим устройством, управляющая дозировкой подачи энергии в колебательную систему, осуществляется непосредственно входящим в колебательную систему компонентом и выражается в управлении движущейся колодкой подачей определенной дозы энергии из постоянного источника на упругую опору.

Как уже было сказано, движение тормозной колодки в процессе вибраций тормозного механизма с достаточной точностью описывается дифференциальным уравнением движения системы с одной степенью свободы [2]:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + Kx = P_0 \sin \omega t, \quad (2)$$

где $m\ddot{x}$ — сила инерции, развиваемая массой m при колебаниях;

$c\dot{x}$ — сила положительного затухания, пропорциональная скорости движения (учитывает потери на демпфирование и внутреннее трение в материале);

Kx — сила упругости, определяющая величину потенциальной энергии, запасенной упругой опорой с жесткостью K при перемещении массы m на величину x ;

$P_0 \sin \omega t$ — внешняя возмущающая сила, восполняющая потерю колебательной энергии и поддерживающая колебания.

Для рассматриваемой модели автоколебательной системы (рис. 1, а) внешняя возмущающая сила является переменной силой, поддерживающей колебания, т. е. силой отрицательного затухания — $b\dot{x}$. Коэффициент сухого трения [1]

$$b = \frac{\Delta \mu}{\Delta v_{ск}} N,$$

где $\frac{\Delta \mu}{\Delta v_{ск}}$ — величина, характеризующая изменение коэф-

фициента сухого трения от скорости скольжения $v_{ск} = v_0 - v$ (определяется крутизной — тангенсом угла наклона — кинетической фрикционной характеристики трущейся пары);

N — сила прижатия массы m к движущейся поверхности (для тормозной колодки эта величина является нормальной составляющей, удельных давлений на поверхность тормозной накладки).

Таким образом, уравнение (2) можно представить в таком виде:

$$m\ddot{x} + (c - b)\dot{x} + Kx = 0. \quad (3)$$

Вследствие отрицательного наклона кинетической фрикционной характеристики (в случае вибрации) величина $b < 0$ и уравнение (3) описывает линейную систему с «отрицательным трением» или «отрицательным затуханием». Нужно иметь в виду, что линейность системы с отрицательным трением ограничивается областью колебательных скоростей $|x| \ll v_0$ [3], что характерно для колебательного процесса в тормоз-

ном механизме. Реальная максимальная скорость колодки при вибрациях не превышает 50 мм/сек, что соответствует скорости вращения тормозного барабана $n_b = 3 \div 4$ об/мин или скорости автомобиля порядка 1 км/ч.

Расчеты показали, что при значениях $c < b$ происходит раскачивание системы. В этом случае сила положительного затухания (сила демпфирования, вязкого трения), препятствующая вибрации, меньше силы отрицательного затухания (силы сухого трения), возбуждающей колебания. Наоборот, при $c > b$ система устойчива.

Условием установившихся колебаний является равенство этих сил, т. е. $c = b$.

Так как в данном случае значение $b = \frac{\Delta \mu}{\Delta v_{ск}} N = 0,1 \cdot 800$

кгм⁻¹ сек,

то при $c = 80$ кгм⁻¹сек возникают стабильные вибрации тормоза. При расшифровке осциллограммы, иллюстрирующей протекание установившегося колебательного процесса при $c = 80$ кгм⁻¹сек, выявлено, что частота колебаний в этом случае равна 2500 гц при амплитуде $x_0 = 0,0035$ мм, что очень близко к реальным значениям.

При дальнейшем увеличении c колебания начинают затухать и при $c = 1000$ масса m после вывода из равновесия делает лишь одно колебание, т. е. значение c близко к критическому и система становится динамически устойчивой.

Изменение таких параметров, как масса тормозной колодки и жесткость опорной части колодок, не вносит заметных изменений в характер колебательного процесса.

При дальнейшем изучении этого явления было задано три значения угла наклона кинетической фрикционной характеристики $\mu = f(v_{ск})$:

$\frac{\Delta \mu}{\Delta v_{ск}} = -0,1$ м⁻¹ сек — реальный отрицательный наклон ха-

рактеристики (действительное значение из рис. 2);

$\frac{\Delta \mu}{\Delta v_{ск}} = 0$ — отсутствие зависимости коэффициента

трения скольжения от скорости;

$\frac{\Delta \mu}{\Delta v_{ск}} = +0,1$ м⁻¹ сек — положительный наклон характеристики

(возрастание μ с увеличением $v_{ск}$).

Расчеты показали, что при действительных значениях b и c наблюдаются установившиеся колебания тормозной колодки, которые имеют тенденцию к затуханию с уменьшением на-

клона кривой $\mu = f(v_{ск})$. При переходе $\frac{\Delta \mu}{\Delta v_{ск}}$ через нуле-

вое значение в зону положительных значений (т. е. в зону, где коэффициент трения возрастает с увеличением скорости скольжения) колебания затухают с большей интенсивностью. Практически это означает полное отсутствие вибраций.

Из приведенных расчетов ясно, что кинетическая фрикционная характеристика трущейся пары решающим образом влияет на наличие или отсутствие вибраций тормоза.

Анализ автоколебательного процесса показал некоторые пути устранения вибраций тормозного механизма:

а) снижение силы отрицательного затухания, поддерживающей колебания, за счет уменьшения крутизны отрицательной кинетической фрикционной характеристики трущейся пары накладка—барабан или даже получение возрастающей (положительной) зависимости динамического коэффициента трения от скорости скольжения;

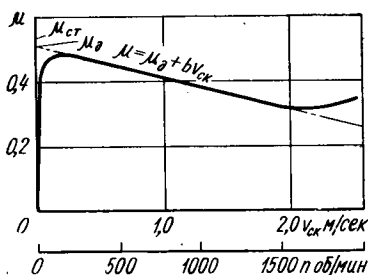


Рис. 2. Фрикционная скоростная характеристика трущейся пары чугун (СЧ 15-32) — асбофрикционный материал ($\mu_0 = 0,51$, $b = 0,1$)

б) увеличение силы положительного затухания системы за счет искусственного демпфирования колебаний деталей тормоза (введение упругих элементов и т. п.) и увеличения вязких свойств материала деталей.

Рассмотрим более подробно указанные пути устранения вибраций тормозов.

Снижение силы отрицательного затухания, поддерживающей колебания. Результаты анализа процесса вибраций тормозного узла выявили решающую роль кинетической фрикционной характеристики трущейся пары на возможность существования установившихся колебаний. С увеличением отрицательной зависимости коэффициента трения μ тормозной накладки от скорости скольжения $v_{ск}$ интенсивность колебаний растет. Создание материалов тормозных накладок, обеспечивающих положительную зависимость μ от $v_{ск}$ или даже отсутствие влияния на коэффициент трения скорости скольжения позволит эффективно устранять высокочастотные вибрации тормоза.

Проведенные исследования позволяют дать некоторые рекомендации по основным требованиям к тормозным накладкам для обеспечения бесшумной работы тормозного механизма.

С этой точки зрения идеальными следует считать накладки, имеющие пологую фрикционно-скоростную характеристику в интервале скоростей скольжения от близких к нулю до 1 м/сек. При этом одновременно гарантируется стабильность эффективности торможения по скорости движения автомобиля.

Учитывая, что получение пологой характеристики представляется затруднительным, следует ввести ограничение на величину угла отрицательного наклона такой характеристики. Известно, что наличие или отсутствие вибраций зависит от того, в каком соотношении друг к другу находятся силы отрицательного затухания (силы возбуждения, определяемые величиной отрицательного наклона фрикционной скоростной характеристики накладок) и положительного затухания, препятствующие колебаниям и определяемые конструкцией тормозного механизма.

Повышение силы положительного затухания, препятствующей наличию установившихся колебаний. Положительное затухание системы обеспечивается совокупностью потерь колебательной энергии на преодоление сил сухого трения между сопряженными деталями тормоза, сил вязкого трения в материалах деталей тормоза и сил, затрачиваемых на преодоление демпфирования движущихся масс.

Сила сухого трения в рассматриваемой системе в отличие от большинства колебательных систем является источником отрицательного затухания, т. е. обеспечивает подвод энергии, поддерживающий вибрации тормозного механизма. Такая особенность рассматриваемого автоколебательного процесса исключает возможность подавления вибраций за счет увеличения силы сухого трения.

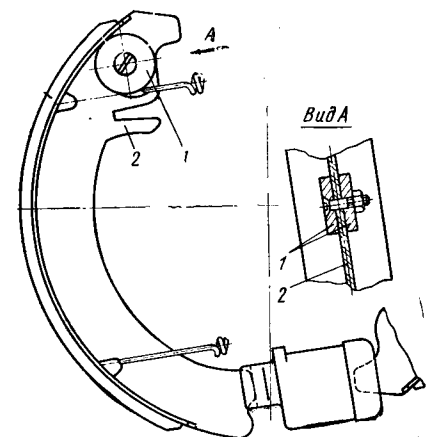


Рис. 3. Установка гасителя вибраций на тормозной колодке: 1 — гаситель вибраций; 2 — ребро колодки

Увеличения вязкого трения в деталях тормоза можно добиться применением материалов с большим внутренним трением, например специальных металло-пластмассовых эксцентриковых шайб для колодок с пальцевыми опорами, металло-пластмассовых вставок на рабочих поверхностях плавающих опор, изменением конструкции тормоза с целью введения в систему элементов с повышенным вязким трением или

демпфирующими свойствами. Большинство из перечисленных способов достаточно сложно конструктивно и малоэффективно.

В НАМИ разработан эффективный способ борьбы с вибрацией тормоза за счет увеличения потерь колебательной энергии системы с помощью повышения демпфирующего действия жидкости в колесном тормозном цилиндре. Такой эффект создается при установке в носочной части тормозной колодки сосредоточенной массы (рис. 3), получившей название «гаситель вибраций». При этом силы затухания увеличиваются и при определенном весе гасителя начинают преобладать над силами, возбуждающими колебания, что приводит к устранению вибраций тормоза.

В результате проведенных исследований разработаны и конструктивно воплощены наиболее эффективные способы

устранения вибраций барабанных тормозных механизмов, один из которых — гаситель вибраций, защищен авторским свидетельством [4] и устанавливается на тормозных колодках автомобиля «Москвич».

ЛИТЕРАТУРА

1. Дюбек К. Л. и др. «Автомобильная промышленность», № 6, 1972.
2. Ден-Гартог Дж. П. Механические колебания. Физматгиз, 1960.
3. Харкевич А. М. Автоколебания. Машгиз, 1963.
4. Дюбек К. Л., Брыков А. С. «Бюллетень изобретений и товарных знаков», 1969, № 3 (Авторское свидетельство № 253602).

УДК 629.114.3.843.6

Исследование маневровых качеств длиннобазного прицепа

Л. М. ЗИСМАН, канд. техн. наук Л. Л. ГИНЦБУРГ

НАМИ

В НАСТОЯЩЕЕ время при стронтельных и монтажных работах возникает проблема транспортировки укрупненных блоков, вес и габариты которых, как правило, значительны.

При росте веса и габаритов перевозимых грузов увеличиваются (особенно по длине) размеры автотранспортных поездов.

Движение таких автопоездов происходит чаще всего по тем же дорогам, на которых эксплуатируется основной автомобильный транспорт. И если обычный автотранспорт по своим маневровым качествам удовлетворяет требованиям движения по имеющимся дорогам, то для длиннобазных прицепов проблему улучшения маневровых качеств пока нельзя считать решенной.

Термин длиннобазный является условным. Для конкретизации предлагается считать длиннобазным такое автотранспортное средство, для которого отношение длины базы к ширине колеи больше пяти.

В настоящее время нет достаточных исследовательских материалов о характере траекторий автопоездов с длиннобазными прицепами, а из тех, какие имеются, можно заключить, что траектория задней оси длиннобазного прицепного звена значительно отличается от траектории головного. В связи с этим встает задача изучения фактических траекторий задней оси длиннобазного прицепа, система управления колесами которого создана в предположении следования автопоезда по круговым траекториям. Интерес, проявляемый к прицепам с подобной системой управления, вызван тем, что по этой методике пока проектируется большинство систем управления для прицепов с управляемыми колесами.

Второй задачей исследования ставилось нахождение путей улучшения поворотливости длиннобазного прицепа.

Испытывали прицеп-тяжеловоз ЧМЗАП-5540 грузоподъемностью 300 т, база которого равна 23 м, а общая длина превышает 36 м. Прицеп конструктивно выполнен в виде двух тележек, на которые через шарнирные устройства опирается грузонесущая рама. Для управления колесами на каждой тележке предусмотрен гидромеханический привод следящего действия. Для тележки, следующей непосредственно за тягачом, управляющее воздействие на золотниковый распределитель передается от дышла, а для задней тележки — от грузонесущей рамы, поворачивающейся относительно задней тележки.

При испытаниях непрерывно регистрировались следующие величины: углы поворота переднего внутреннего колеса автомобиля, поворота дышла относительно тележки; углы поворота внутреннего колеса передней тележки относительно ее рамы; углы поворота грузонесущей рамы относительно передней тележки; углы поворота грузонесущей рамы относительно задней тележки; углы поворота внутреннего колеса задней тележки; давление жидкости в напорных полостях гидrocилиндров на каждой из тележек, длина пути головного звена; время (через 0,1 сек).

Кроме того, траектория каждого звена автопоезда наноси-

лась на масштабные планшеты. В качестве датчиков углов поворота применялись регулируемые сопротивления, включенные в измерительную схему моста с двойным питанием. Процессы записывались на ленту осциллографа. Датчиком пути служило измерительное «пятое колесо», прикрепленное под буксирным прибором тягача. Регистрирующая аппаратура размещалась в кузове автомобиля-лаборатории, следовавшего за автопоездом на сцепке во время измерений.

Испытания проводились на ровной площадке по кольцевому маршруту общей длиной 690 м. Площадка была выбрана в форме трапеции. Окружности, сопрягающие отдельные стороны этой трапеции, не наносились на поверхности площадки и водитель выбирал траекторию тягача при движении на повороте, стремясь вывести автопоезд из коридора в начале поворота и ввести его в коридор в конце поворота. Конец каждого коридора выходил на поворот и начало коридора на конце поворота обозначались флажками, а сами коридоры размечались на поверхности площадки.

Водители тягача инструктировались и делали пробные заезды, чтобы привыкнуть к ориентирам и местности, а также чтобы наметить трассу движения на повороте.

Для лучшего распознавания следов на почве прежние следы после каждого заезда стирались. Одна из шин на передней и на задней тележках метилась с помощью прикрепленных отрезков крупнозвенчатой цепи, которые давали характерные отпечатки. Заезды проводились при скоростях движения 3; 5; 8 и 10 км/ч, обычных для движения на поворотах автопоездов подобного типа. Каждый поворот был размечен лучами, исходящими из полюса, длина их от полюса до пересечения с траекториями соответствующих звеньев отмечалась в протоколе, а затем переносилась на масштабные планшеты.

После обработки результатов выявлено, что в начальном периоде водитель тягача осуществляет поворот управляемых колес приблизительно равномерно, согласно угловое положение колес с длиной пути, проходимого тягачом. Затем водитель прекращает поворот колес (тягач проходит часть поворота при постоянном радиусе) и далее вновь поворачивает колеса в обратную сторону, также приблизительно равномерно.

В соответствии с этим траекторию, описываемую головным звеном автопоезда, можно представить состоящей из трех участков: переменных радиусов (от $R = \infty$ до $R = \text{const}$), постоянного радиуса, переменных радиусов (от $R = \text{const}$ до $R = \infty$). Суммарная длина участков с переменной кривизной достигает 80% длины участка поворота.

Параметры кривой этих участков хорошо описываются уравнением клотоиды. Если вести отсчет по пути, начиная от точки, в которой кривизна равна нулю, то

$$R = \frac{1}{CS}; \quad (1)$$

$$\gamma = \frac{C}{2} S^2, \quad (2)$$

где S — длина кривой;
 R — мгновенный радиус поворота;
 γ — курсовой угол траектории головного звена;
 C — коэффициент изменения кривизны по длине кривой.
 Выражение (2) можно получить из определения кривизны

$$\frac{1}{R} = \frac{d\gamma}{dS}; \quad (3)$$

$$\frac{d\gamma}{dS} = CS, \quad (4)$$

откуда

$$\int d\gamma = \int CS dS. \quad (5)$$

Обмер траекторий позволил определить коэффициент изменения кривизны траектории. Его величина при данной базе прицепа зависит от стесненности условий поворота: ширины проезжей части дороги на участке поворота; угла сопряжения двух смежных участков; длины участка поворота.

Для более стесненных условий коэффициент изменения кривизны больше. Так, для случая сопряжения двух участков под углом 90° с возможным радиусом сопряжения 70 м величина C находится в пределах $0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^{-2}$, для того же случая с радиусом сопряжения 30 м — в пределах $1,15 \cdot 10^{-3} \text{ м}^{-2}$, при радиусе 16 м — $2,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}^{-2}$.

В то время как траектория тележки прицепа, следующей непосредственно за тягачом, мало отличается от траектории головного звена (наибольшее отклонение 200 мм), траектория второй тележки прицепа, управляемой грузонесущей рамой, существенно отличается от траектории тягача (несовпадение до $2,5 \text{ м}$).

Анализ осциллограмм показывает причину большого расхождения траекторий, которая состоит в том, что колеса задней тележки начинают поворот почти в тот же момент, когда начинают поворот колеса передней тележки, в результате чего траектория оказывается смещенной внутрь относительно траектории передней тележки.

Расхождение траекторий было бы меньше, если на второй тележке ввести механизм, который в начале поворота удерживал бы ее колеса от поворота до достижения задней тележкой места, откуда начинается поворот передней тележки, а затем поворачивал бы колеса второй тележки в соответствии с ее положением относительно рамы. Такой механизм можно ввести как дополнение к гидромеханическому приводу управления поворотом колес на задней тележке. Срабатывание его на блокировку поворота колес легко осуществить в момент начала поворота, а срабатывание на разблокировку — при достижении звеньями определенного взаимного положения.

Рассмотрим взаимное угловое положение передней тележки и грузовой рамы, а также угол между задней тележкой и рамой для момента, когда передняя тележка прошла начало поворота, а задняя — подошла к тому месту, где передняя начала поворот.

Угол между задней тележкой и рамой обозначим α (см. рисунок). Тогда

$$\sin \alpha = \frac{y}{L}, \quad (6)$$

где y — ордината шкворневого устройства передней тележки;

L — длина рамы прицепа.

Угол между передней тележкой и рамой обозначим φ . Он определяется как разность курсового угла γ и угла α :

$$\varphi = \gamma - \alpha. \quad (7)$$

Ордината y находится из выражения

$$y = \int_0^S \sin \gamma dS = \int_0^S \sin \frac{CS^2}{2} dS. \quad (8)$$

Величину S для момента, когда задняя тележка попадет в точку начала поворота передней тележки, определим, выразив величину y и x через S , из уравнения

$$L^2 = y^2 + x^2. \quad (9)$$

Абсцисса шкворневого устройства первой тележки равна

$$x = \int_0^S \cos \gamma dS = \int_0^S \cos \frac{CS^2}{2} dS. \quad (10)$$

Решая уравнение (9), найдем S , а затем и углы α и φ из уравнений (6) и (7).

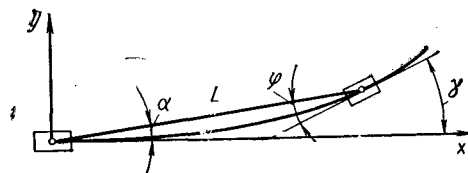


Схема движения автопоезда с включением механизма запаздывания

Такие вычисления были осуществлены для $L=18 \text{ м}$; $L=23 \text{ м}$; $L=30 \text{ м}$; при значениях коэффициента $C=0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^{-2}$; $C=1,15 \cdot 10^{-3} \text{ м}^{-2}$; $C=2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^{-2}$.

Отношение величины угла α к углу φ для всех этих случаев колебалось от 0,47 до 0,5.

Приближенная проверка данного отношения осуществлялась при управлении задней тележкой вручную оператором и при следовании задней тележки по траектории передней.

Сопоставление осциллограмм показало, что отношение угла α к углу φ колеблется от 0,495 до 0,61, т. е. близко к расчетным величинам.

Следовательно, при разработке механизма запаздывания поворота колес задней тележки следует принять, что срабатывание механизма блокировки поворота должно происходить в начале поворота, а разблокировка механизма — в момент, когда соотношение углов α и φ достигнет 0,5. В это время задняя тележка будет близка к точке, из которой начинает поворот передняя тележка, что обеспечит наименьшее расхождение траекторий передней и задней тележек длиннобазных прицепов.

УДК 629.113.004.5:658.5

Новое положение о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта

В. А. ЧЕРНЯКИН, канд. техн. наук Л. А. ЕГОРОВ, д-р техн. наук Е. С. КУЗНЕЦОВ, канд. техн. наук Н. В. СЕМЕНОВ

ИАМИ, НИИАТ

В ДЕКАБРЕ 1971 г. Министерство автомобильного транспорта РСФСР утвердило новое «Положение о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта» («Положение-71»), согласованное с Министерством автомобильной промышленности СССР и вводимое в действие вместо аналогичного положения 1962 г.

«Положение-71» устанавливает принципиальные основы обе-

спечения высокой эксплуатационной надежности подвижного состава автомобильного транспорта. В нем нашли отражение опыт передовых автотранспортных предприятий, достижения науки и техники на автомобильном транспорте и в промышленности.

В условиях новой системы планирования и экономического стимулирования «Положение» предусматривает развитие ин-

циативы работников автомобильного транспорта по совершенствованию организации технического обслуживания и ремонта, лучшему учету местных условий эксплуатации и корректированию нормативов, внедрению поточного производства, средств механизации, диагностики и автоматизации.

Первая часть «Положения-71», издаваемая в виде отдельной брошюры, содержит основы технического обслуживания и ремонта подвижного состава и определяет систему и техническую политику по данным вопросам на автомобильном транспорте. В ней устанавливаются система и виды технического обслуживания и ремонта, а также исходные нормативы, регламентирующие их, классификация условий эксплуатации и методы корректирования нормативов, принципы организации производства технического обслуживания и ремонта в автотранспортных предприятиях и др.

Вторая часть «Положения» разрабатывается головной научно-исследовательской организацией автомобильного транспорта с привлечением автотранспортных предприятий и автомобильных заводов и утверждается Министерством автомобильного транспорта РСФСР. Она издается в виде отдельных приложений к первой части и систематически пересматривается по мере совершенствования конструкции автомобилей, изменения условий эксплуатации и других факторов, приводящих к отклонению фактических нормативов от исходных, установленных первой частью «Положения-71».

Вторая часть содержит нормативы по каждой базовой модели автомобиля и ее модификации, в том числе виды технического обслуживания и ремонта, периодичность технического обслуживания, перечень операций и трудоемкости, межремонтный пробег; распределение трудоемкости по видам работ, карты смазки и другие материалы, необходимые для планирования и организации технического обслуживания и ремонта.

Во второй части «Положения» будут найдены отражение результаты ведущихся на автомобильном транспорте и в автомобильной промышленности работ по повышению надежности подвижного состава, а также по снижению затрат на его техническое обслуживание и ремонт. Это позволит в ближайшие годы предложить более жесткие нормативы по сравнению с установленными «Положением-71».

Для моделей автомобилей выпуска до 1963 г. вплоть до их полного списания сохраняются нормативы «Положения-62». Техническое обслуживание новых и капитально отремонтированных автомобилей и агрегатов в период обкатки производится согласно указаниям автомобильных и авторемонтных заводов.

Согласно «Положению-71» основой технического обслуживания и ремонта является плано-предупредительная система технического обслуживания и ремонт агрегатов методом. Техническое обслуживание призвано поддерживать подвижной состав в работоспособном состоянии в надлежащем внешнем виде, уменьшать интенсивность изнашивания деталей, предупреждать отказы и неисправности, а также выявлять их для своевременного устранения. Техническое обслуживание — профилактическое мероприятие, проводимое принудительно в плано-вом порядке через определенные пробеги или время работы подвижного состава.

Ремонт предназначен для регламентированного восстановления и поддержания работоспособности подвижного состава, устранения отказов и неисправностей, возникающих в работе или выявленных при техническом обслуживании. Работы предупредительного ремонта являются также профилактическими.

Отказ подвижного состава автомобильного транспорта состоит в нарушении его работоспособности, приводящем к прекращению транспортного процесса (т. е. к остановке на линии, нарушению расписания движения, опозданию к выходу на линию или к преждевременному возврату с нее). Все другие отклонения от установленных норм являются неисправностями подвижного состава и его агрегатов. Подвижной состав с неисправными агрегатами, узлами, соединениями и деталями, влекущими за собой угрозу безопасности движения, не должен продолжать транспортную работу или быть выпущенным на линию. Неисправности, не влияющие на безопасность движения и не связанные с интенсивным износом или преждевременным разрушением деталей, могут быть устранены после завершения транспортной работы в пределах сменного или суточного задания.

Предупредительный ремонт следует применять в первую очередь для автобусов, автомобилей-такси, автомобилей скорой медицинской помощи, пожарных машин, автомобилей, перевозящих опасные грузы, и других видов подвижного состава, к

которым предъявляются повышенные требования безопасности движения и безотказности в работе.

Техническое обслуживание или ремонт производится с предварительным контролем или без него. Основной метод выполнения контрольных работ — диагностика, которая служит для определения технического состояния автомобиля, его агрегатов и узлов без разборки и является технологическим элементом технического обслуживания и ремонта. Цель диагностики заключается в определении действительной потребности в производстве работ, выполняемых не при каждом обслуживании, и прогнозировании момента возникновения отказа или неисправности.

Основным техническим воздействием, осуществляемым в автотранспортных предприятиях при эксплуатации подвижного состава, являются профилактические работы.

Техническое обслуживание подвижного состава по периодичности, перечню и трудоемкости выполняемых работ подразделяется на ежедневное ЕО, первое ТО-1, второе ТО-2 и сезонное СО.

При изменении конструкции автомобилей и условий эксплуатации допускается для некоторых моделей автомобилей обоснованное сокращение числа видов технического обслуживания (вторая часть «Положения»).

Сезонное техническое обслуживание, проводимое 2 раза в год с целью подготовки подвижного состава к эксплуатации в холодное и теплое время года, планируется в качестве отдельного вида технического обслуживания для подвижного состава, работающего в зоне холодного климата. Для остальных условий сезонное обслуживание совмещается, как правило, с ТО-2 (или с ТО-1) с соответствующим увеличением трудоемкости.

Периодичность технического обслуживания для I категории условий эксплуатации, уточняемая во второй части «Положения», для некоторых новых моделей подвижного состава должна быть не ниже значений, приведенных в табл. 1, а для моделей с началом выпуска до 1963 г. — не ниже значений, данных в «Положении-62».

Все виды технического обслуживания подвижного состава проводятся в объеме перечня основных операций (первая часть «Положения-71»), который может быть скорректирован во второй части «Положения» применительно к каждой модели подвижного состава.

В соответствии с назначением и характером выполняемых работ ремонт подразделяется на капитальный КР, производимый на специализированных ремонтных предприятиях, и текущий ТР, выполняемый в автотранспортных предприятиях или на станциях технического обслуживания.

Капитальный ремонт предназначен для регламентированного восстановления работоспособности автомобилей и агрегатов и обеспечения пробега до следующего капитального ремонта или списания не менее 80% от норм для новых автомобилей и агрегатов. Капитальный ремонт осуществляется в соответствии с единой системой конструкторской документации, предусмотренной действующими стандартами.

Капитальный ремонт агрегата предусматривает его полную разборку, дефектацию, восстановление и замену деталей, сборку, регулировку и испытание. Списание или восстановление агрегата при достижении его базовой деталью предельного состояния осуществляется в соответствии с действующими едиными техническими условиями на сдачу в капитальный ремонт и выдачу из капитального ремонта автомобилей, их агрегатов и узлов.

В «Положении-71» приведен перечень агрегатов автомобиля, их базовых (корпусных) и основных деталей. Например, для двигателя и сцепления базовой деталью является блок цилиндров, а основными деталями — головка блока, коленчатый вал, маховик, распределительный вал и картер сцепления.

Таблица 1

Тип автомобилей	Периодичность технического обслуживания в км	
	ТО-1	ТО-2
Легковые	3500	14 000
Автобусы	2600	13 000
Грузовые* и автобусы на базе грузовых автомобилей	2200	11 000

* Для грузовых автомобилей Горьковского автозавода периодичность ТО-1 составляет 2000 км, ТО-2 — 10 000 км.

Капитальный ремонт подвижного состава предусматривает полную его разборку, дефектацию, восстановление или замену агрегатов и узлов, сборку, регулировку и испытание.

Легковые автомобили и автобусы направляются в капитальный ремонт при необходимости капитального ремонта кузова, грузовые автомобили — при необходимости капитального ремонта рамы, кабины, а также не менее трех других основных агрегатов в любом их сочетании.

Капитальный ремонт полнокомплектных грузовых автомобилей в авторемонтных предприятиях следует максимально ограничивать, заменяя агрегаты и узлы, требующие капитального ремонта, исправными, взятыми из оборотного фонда. В «Положении-71» приведена следующая номенклатура агрегатов и узлов, подлежащих капитальному ремонту на авторемонтных предприятиях в качестве товарной продукции: двигатель, водяной, топливный и масляный насосы, карбюратор, насос-форсушка, топливный насос высокого давления, воздухоподогреватель, ведомый диск сцепления, коробка перемены передач, карданные валы, передняя ось, задний мост, редуктор заднего моста, рама, рессоры, амортизаторы, рулевой механизм, насос гидросилителя рулевого управления, рулевые тяги, компрессор, комплект тормозных барабанов и колодок, тормозной кран, главные и колесные гидротормозные цилиндры, ручной тормоз, генератор, реле-регулятор, стартер, прерыватель-распределитель, аккумуляторная батарея, спидометр, тахометр, таксометр, кабина, оперение, стеклоочиститель, стеклоподъемник, замки дверей, спинки и сиденья, подъемное устройство платформы автомобиля-самосвала.

За срок службы полнокомплектный автомобиль подвергается обычно одному капитальному ремонту, не считая капитального ремонта агрегатов и узлов до и после капитального ремонта автомобиля. Как исключение допускается средний ремонт автомобиля при эксплуатации подвижного состава в тяжелых условиях. Он предусматривает замену двигателя, требующего капитального ремонта, углубленную диагностику технического состояния автомобиля и одновременное устранение выявленных при этом неисправностей агрегатов с заменой или ремонтом деталей, окраску кузова и другие необходимые работы, обеспечивающие восстановление эксплуатационных качеств всего автомобиля.

Средний ремонт производится с периодичностью выше одного года.

Примеры норм пробега (для целей планирования) новых моделей автомобилей и их основных агрегатов до капитального ремонта приведены в табл. 2 (нормы минимальные для I категории условий эксплуатации и центральной климатической зоны). Для вновь выпускаемых моделей автомобилей временные пробеги до капитального ремонта должны быть выше значенных, приведенных в табл. 2 для автомобилей аналогичных типов и моделей (указанные нормы уточняются во второй части «Положения»).

Нормы пробега до капитального ремонта для моделей автомобилей и их основных агрегатов выпуска до 1963 г., приве-

денные в «Положении-71», соответствуют нормам «Положения-62».

Текущий ремонт, предназначенный для устранения отказов и неисправностей, способствует выполнению установленных норм пробега до капитального ремонта при минимальных простоях. Этот вид ремонта выполняется проведением разборочных, слесарных, сварочных и других работ с заменой: у агрегата — отдельных деталей, достигших предельно допустимого состояния (кроме базовых), у автомобиля (прицепа, полуприцепа) — отдельных узлов и агрегатов, требующих текущего или капитального ремонта. Текущий ремонт должен обеспечить безотказную работу отремонтированных агрегатов и узлов до второго технического обслуживания. Чтобы сократить простой подвижного состава, текущий ремонт осуществляется преимущественно агрегатным методом, при котором неисправные или требующие капитального ремонта агрегаты и узлы заменяются исправными, взятыми из оборотного фонда.

Количество оборотных агрегатов определяется с учетом числа единиц подвижного состава, имеющихся в автотранспортном предприятии, межремонтного пробега до капитального ремонта, интенсивности эксплуатации, продолжительности ремонта и времени доставки агрегатов.

Капитальный ремонт автомобилей, агрегатов и узлов производится на специализированных ремонтных предприятиях, обслуживающих прикреплённые к ним автотранспортные предприятия. Капитальный ремонт полнокомплектного прицепа в зависимости от сложности конструкции производится на специализированных ремонтных предприятиях и в мастерских транспортных управлений или в автотранспортных предприятиях.

Техническое состояние и комплектность подвижного состава и его агрегатов при сдаче в капитальный ремонт на авторемонтные предприятия и приемке из ремонта должны соответствовать единым техническим условиям на сдачу в капитальный ремонт и выдачу из капитального ремонта автомобилей, агрегатов и узлов.

Автомобили, непригодные по своему техническому состоянию к дальнейшей эксплуатации или капитальному ремонту и прошедшие установленный амортизационный срок, подлежат списанию в установленном порядке. При этом агрегаты, узлы и детали, годные к дальнейшему использованию или подлежащие капитальному ремонту, должны быть оприходованы для пополнения оборотного фонда автотранспортного предприятия или направлены на авторемонтные заводы для пополнения ремонтного фонда.

В «Положении-71» даны основы организации технического обслуживания и ремонта на автотранспортных предприятиях и приведены нормативы трудоемкости (в чел.-часах) технического обслуживания (одного) и текущего ремонта подвижного состава автомобильного транспорта новых моделей для I категории условий эксплуатации (примеры даны в табл. 3), а также продолжительность нахождения подвижного состава в техническом обслуживании и ремонте. При этом в зависимости от

Таблица 2

Тип подвижного состава	Нормы пробега до первого капитального ремонта в тыс. км						
	автомобиля	двигателя	коробки перемены передач	коробки раздаточной или подъемного устройства платформы	переднего моста (оси)	заднего (среднего) моста	рулевого управления
Легковые автомобили особо малого класса (с рабочим объемом двигателя до 1,2 л, сухим весом автомобиля до 850 кг):							
ЗАЗ-965А	60	60	60	—	60	60	60
ЗАЗ-966В	75	75	75	—	75	75	75
ЗАЗ-996	80	80	80	—	80	80	80
Автобусы особо малого класса (длиной до 5 м):							
РАФ-977ДМ	250	150	150	—	120	180	180
УАЗ-452В	150	105	100	100	100	100	150
Грузовые автомобили общетранспортного назначения: особо малой грузоподъемности (от 0,3 до 1 т):							
«Москвич-433», «Москвич-434» (полезная нагрузка 0,5 т)	85	85	85	—	85	85	85
особо большой грузоподъемности (8 т и более):							
МАЗ-500А (полезная нагрузка 8 т)	160	160	160	—	160	160	160
КрАЗ-257 (полезная нагрузка 12 т)	135	135	135	135	135	100	100
Внедорожные автомобили-самосвалы*:							
БелАЗ-540, БелАЗ-540А (полезная нагрузка 27 т)	100	70	100	100	100	100	100
БелАЗ-548, БелАЗ-548А (полезная нагрузка 40 т)	80	60	80	100	100	100	100

* Нормы пробега для внедорожных автомобилей-самосвалов относятся к характерным для них условиям эксплуатации и последующей корректировке по категории условий эксплуатации не подлежат.

типа и класса автомобиля продолжительность технического обслуживания и текущего ремонта на автотранспортном предприятии колеблется от 0,3 до 0,6 дня на 1000 км пробега, а капитального ремонта на специализированном ремонтном предприятии — от 18 до 25 дней.

Таблица 3

Тип подвижного состава	Техническое обслуживание			Текущий ремонт на ТР 1000 км пробега
	ЕО	ТО-1	ТО-2	
Легковые автомобили особо малого класса (рабочим объемом двигателя до 1,2 л и сухим весом автомобиля до 850 кг)	0,3	2,4	9,7	2,8
Автобусы особо малого класса (длинной до 5 м)	0,5	4,4	16,7	5,0
Грузовые автомобили общетранспортного назначения, особо малой грузоподъемности с полезной нагрузкой 0,5 т	0,2	2,2	7,2	2,8
Внедорожные автомобили-самосвалы с полезной нагрузкой 40 т	2,5	16,4	76,9	42,0

В «Положении-71» дана система корректирования нормативов технического обслуживания и ремонта подвижного состава с помощью коэффициентов K в зависимости от следующих факторов: категории условий эксплуатации K_1 (табл. 4 и 5), типа и модификации подвижного состава и организации его работы K_2 (табл. 6), природно-климатических условий K_3 (табл. 7), пробега с начала эксплуатации K_4 (табл. 8), размеров автотранспортных предприятий K_5 .

Исходный коэффициент корректирования $K=1$ принимается для I категории условий эксплуатации, базовых моделей автомобилей, центральной природно-климатической зоны, пробега с начала эксплуатации, равного 50—75% от пробега до первого капитального ремонта, автотранспортных предприятий, имеющих в своем составе 150—300 единиц подвижного состава.

Результирующий коэффициент корректирования K нормативов получается перемножением отдельных коэффициентов: для периодичности ТО — K_1 ; межремонтного пробега* — $K_1 \times K_2 \times K_3$; трудоемкости ТО — $K_2 \times K_5$; трудоемкости ТР — $K_1 \times K_2 \times K_3 \times K_4 \times K_5$.

* Результирующий коэффициент корректирования пробега до капитального ремонта должен составлять не менее 0,5.

Таблица 4

Категория условий эксплуатации*	Типичные группы условий работы автомобиля	Техническая категория дорог
I	1. Автомобильные дороги с асфальтобетонным, цементобетонным и приравненными к ним покрытиями за пределами пригородной зоны	I, II, III
	2. Автомобильные дороги с асфальтобетонным, цементобетонным и приравненными к ним покрытиями в пригородной зоне, улицы небольших городов (с населением до 100 тыс. жителей)	I, II, III
II	3. Автомобильные дороги с асфальтобетонным, цементобетонным и приравненными к ним покрытиями в горной местности	I, II, III
	4. Улицы больших городов	IV, V
	5. Автомобильные дороги с щебеночным или гравийным покрытием	
III	6. Автомобильные грунтовые профилированные и лесовозные дороги	IV, V
	7. Автомобильные дороги с щебеночным или гравийным покрытием в горной местности	
	8. Непрофилированные дороги и стеря	
	9. Карьеры, котлованы и временные подъездные пути	—

* Категория условий эксплуатации характеризует условия работы автомобиля на дорогах, т. е. техническую характеристику дороги, тип и состояние покрытия, а также интенсивность движения.

Таблица 5

Категория условий эксплуатации	Коэффициент K_1		
	Периодичность ТО	Удельная трудоемкость ТР	Нормы межремонтного пробега
I	1,0	1,0	1,0
II	0,8	1,2	0,8
III	0,6	1,5	0,6

Таблица 6

Тип и модификация подвижного состава	Коэффициент K_2	
	Трудоемкость ТО и ТР	Нормы межремонтного пробега
Седельные тягачи	1,10	0,95
Автомобили с одним прицепом	1,15	0,90
Автомобили с двумя прицепами	1,20	0,85
Специализированный подвижной состав в зависимости от сложности оборудования	1,10—1,20	—
Автомобили-самосвалы	1,15	0,85
Автомобили-самосвалы с одним прицепом или при работе на коротких плечах (до 5 км)	1,20	0,80
Автомобили-самосвалы с двумя прицепами	1,25	0,75
Автомобили высокой проходимости*	1,25	—

* Для автомобилей высокой проходимости за базовую модель принимаются автомобили, имеющие двигатель одинакового рабочего объема и конструкции.

Таблица 7

Зоны и районы страны	Коэффициент K_3	
	Удельная трудоемкость ТР	Нормы межремонтного пробега
Центральная зона	1,0	1,0
Пустынно-песчаные и высокогорные районы	1,1	0,9
Зона холодного климата	1,2	0,8
Крайний Север	1,4	0,7

Таблица 8

Пробег в долях от пробега до капитального ремонта	Коэффициент K_4	
	Удельная трудоемкость ТР	Простой в ТО и ремонте
До 0,25	0,3	0,7
0,25—0,50	0,7	0,7
0,50—0,75	1,0	1,0
0,75—1,00	1,2	1,2
1,00—1,25	1,3	1,4
1,25—1,50	1,4	1,4
1,50—1,75	1,6	1,4
1,75—2,0	2,0	1,4
Свыше 2,0	2,5	1,4

С учетом приведенных материалов даны примеры выбора и корректирования нормативов технического обслуживания и ремонта.

В приложениях к первой части «Положения-71» приведены: примерное содержание второй части «Положения», примерный перечень агрегатов, узлов и деталей, техническое состояние которых обеспечивает безопасность движения, примерные перечни основных операций технического обслуживания автомобилей и прицепаемого состава, контрольно-диагностические работы, выполняемые на посту поэлементной (углубленной) диагностики перед ТО-2, примерный перечень возможных работ сопутствующего ремонта автомобилей, рекомендуемых для включения в объем ТО-2, а также нормативы для подвижного состава моделей выпуска до 1963 г.

Стабилизаторы поперечной устойчивости транспортных средств с балансирной подвеской

Д-р техн. наук В. В. ГОЛЬД, Г. В. БРОМБЕРГ

Московский автомеханический институт, Мытищинский машиностроительный завод

ОДНИМ из главных средств повышения устойчивости транспортных средств являются стабилизаторы поперечной устойчивости. Стабилизатор наиболее распространенного типа представляет собой стержень, который, закручиваясь, препятствует поперечным наклонам (крену) подрессоренной массы транспортного средства и не препятствует ее вертикальным или продольным колебаниям. Испытания показывают, что при наличии стабилизаторов существенно уменьшается крен транспортных средств.

Жесткость обычного торсионного стабилизатора ограничивается теми дополнительными нагрузками, которые передаются через стабилизатор на несущую систему при одностороннем перемещении одного из колес (обычно стабилизатор уменьшает поперечный крен на 20—40%). Кроме того, при разной величине перемещений колес, например, в случае одностороннего расположения неровностей, жесткость подвески при наличии стабилизаторов увеличивается. При этом повышается частота поперечных колебаний подрессоренной массы и ухудшается плавность хода автомобиля.

Таким образом, обычный торсионный стабилизатор улучшает поперечную устойчивость транспортного средства, ограничивая поперечные крены кузова и в то же время ухудшает плавность хода, усугубляя воздействие на несущую систему при разных по знаку или величине перемещениях колес и повышая частоту поперечных колебаний. Это ограничивает величину жесткости стабилизатора.

Как известно, преимуществом балансирной подвески по сравнению с обычной является примерно вдвое меньшее перемещение кузова при движении одного колеса через неровность по сравнению с перемещением при подвеске одного моста. Таким образом, при хорошей «приспособляемости» колес к неровностям дороги балансирная подвеска обеспечивает повышенную плавность хода автомобиля. Другой особенностью балансирной подвески является ее «нулевая жесткость», которую некоторые авторы [1] считают недостатком, приводящим к частым ударам в ограничители при недостаточном запасе динамического хода подвески.

В связи со сказанным, введение отдельных стабилизаторов для каждой оси тележки с балансирной подвеской, казалось бы, является желательным, так как отдельные стабилизаторы ограничивают свободу перемещения осей тележки.

Назовем условно такую схему стабилизации первой. Примером такой конструкции стабилизатора поперечной устойчивости автомобиля с балансирной подвеской двухосной тележки может служить стабилизатор полуприцепа Уральского автозавода. Этот стабилизатор показан схематично на рис. 1. Каждая ось тележки двумя тягами 1 шарнирно соединена с рычагами 2 поперечного торсионного 3, установленного на раме автомобиля. Каждый из этих торсионов действует как обычный стабилизатор для одинарной оси: при наезде какого-либо из колес одного борта на выступ или впадину торсион, закручиваясь, препятствует поперечному крену автомобиля, увеличивая угловую жесткость подвески. При одновременном перемещении колес одной оси вверх или вниз стабилизатор не работает, свободно проворачиваясь в опорах. Как уже отмечалось, «приспособляемость» к неровностям дороги и плавность хода автомобиля с балансирной подвеской тележки, снабженной таким стабилизатором, ухудшается.

Существует мнение, что более важной является способность балансирной подвески приспособляться к неровностям полотна дороги и повышенная плавность хода. Этим условиям больше отвечает такая схема стабилизатора поперечной устойчивости для автомобилей с балансирной подвеской, при которой только одновременное перемещение колес одного борта в одинаковом направлении, т. е. поперечный крен, вызывает увеличение угловой жесткости подвески. При этом «приспособляемость» тележки к неровностям полотна дороги при надлежащем выборе кинематики стабилизатора не ухудшается.

Назовем условно такую схему стабилизации второй. Таким стабилизатором для автомобиля с балансирной подвеской

двухосной тележки, выполненным по второй схеме, может служить стабилизатор поперечной устойчивости автомобильного крана Камышинского кранового завода (рис. 2). Обе оси с каждого борта шарнирно соединены вертикальными тягами 1 с продольными балками 2, которые шарнирно соединены в средней своей части тягами 3 с рычагами 4 поперечного торсионного 5, укрепленного на раме автомобиля. При одновременном перемещении колес одного борта в одинаковом направ-

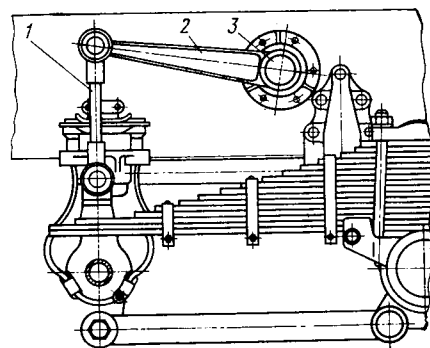


Рис. 1

лении, т. е. при поперечном крене автомобиля, вертикальные тяги 1 и 3 и продольные балки 2 воздействуют на рычаги торсионного, закручивая его. При этом угловая жесткость подвески возрастает и ее сопротивление крену увеличивается. В то же время при перемещении только одного колеса или разноименных перемещениях обоч колес одного борта торсион стабилизатора может оставаться в бездействии благодаря соответствующим образом подобранной геометрии механизма.

Таким образом, «приспособляемость» подвески к неровностям дороги с установкой такого стабилизатора не нарушается.

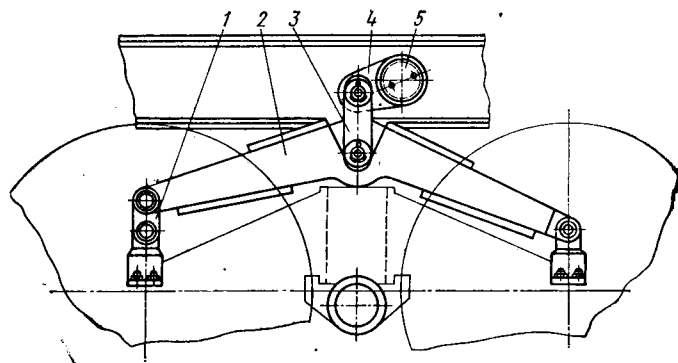


Рис. 2

Так же по второй схеме выполнен гидравлический стабилизатор, защищенный шведским патентом № 174445. Между колесами тележки и рамой установлены гидроцилиндры 1, соединенные между собой трубопроводами, как показано на рис. 3. В гидросистему включены два гидропневматических элемента 2, предназначенных для принятия излишка жидкости, не помещающейся в надпоршневом пространстве, часть которого занята штоком.

При одновременном движении обоч колес одного борта в одинаковом направлении (т. е. при крене) вытесненная из соответствующей пары гидроцилиндров жидкость поступает в гидроцилиндры противоположной стороны. При этом их поршни перемещаются в ту же сторону, что и поршни первой пары гидроцилиндров, препятствуя крену автомобиля. Во время движения колес одного борта в разных направлениях

жидкость перетекает из одного гидроцилиндра в другой (того же борта), при этом сопротивление перемещению колес не увеличивается.

Может быть предложена третья схема стабилизации поперечной устойчивости, при которой стабилизатор допускает некоторый свободный ход подвески. Крен автомобиля с таким стабилизатором на небольшой угол (меньший критического, при котором транспортное средство еще не теряет поперечную устойчивость) не вызывает увеличения угловой жесткости

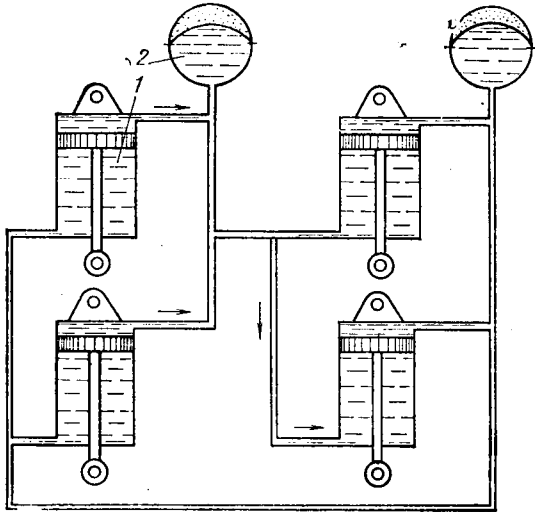


Рис. 3

подвески. В то же время такой стабилизатор при достижении заданного значения угла крена автомобиля работает с возрастающей эффективностью. Такой стабилизатор (рис. 4) состоит из размещенных между поддрессоренными и неподдрессоренными частями автомобиля цилиндров 1, в каждом из которых имеется основной поршень 2 со штоком 3 и дополнительный плавающий поршень 4. Пространство между основным и дополнительным поршнями заполнено воздухом и постоянно соединено с атмосферой через канал в основном поршне и его штоке. Полости над основными и под дополнительными поршнями цилиндров заполнены жидкостью и соединены между собой так, как показано на рис. 4.

При незначительных перемещениях колес, вызывающих небольшой угол крена транспортного средства, меньший критического, поршни 2 в цилиндрах 1 движутся свободно, без сопротивления благодаря выходу воздуха из межпоршневого пространства по каналу в штоке 3 поршня 2 в атмосферу. По достижении критического значения угла поперечного крена основные поршни 2 входят в соприкосновение с дополнительными. При дальнейшем их совместном движении жидкость из полостей под дополнительными поршнями ци-

линдров одного борта вытесняется в полости над основными поршнями цилиндров противоположного борта. Поскольку часть объема этих полостей занята штоками, поршни в этих цилиндрах будут перемещаться с большей скоростью, чем поршни того борта, на который происходит крен транспортного средства, и в ту же сторону, в результате чего угловая

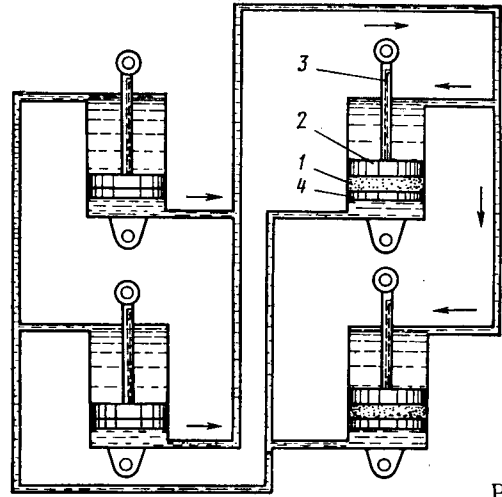


Рис. 4

жесткость подвески резко возрастает и произойдет выравнивание автомобиля. Стабилизация поперечной устойчивости по этой схеме происходит с нарастающей интенсивностью в наиболее опасной зоне. В то же время такой стабилизатор сохраняет требуемую плавность хода автомобиля при движении со значительной скоростью по небольшим неровностям.

Перечисленные примеры не исчерпывают всего многообразия конструктивных решений стабилизаторов поперечной устойчивости, однако они являются наиболее характерными и могут использоваться как основа для дальнейшего совершенствования стабилизаторов поперечной устойчивости транспортных средств с балансирной подвеской двухосных тележек.

ЛИТЕРАТУРА

1. Литвинов А. С., Ротенберг Р. В., Фрумкин А. К. Шасси автомобиля. Машгиз, 1963.
2. Гольд Б. В. Конструирование и расчет автомобиля. Машгиз, 1962.
3. Зверев Н. Н., Селифонов В. В. «Автомобильная промышленность», 1968, № 7.
4. «АТЗ», 1964, 66, № 12, стр. 371—376.

УДК 621.43:629.1.049

Конструирование зеркал заднего вида автомобиля с помощью ЭЦВМ

В. Б. ПРОЦЕНКО

Всесоюзный научно-исследовательский институт технической эстетики

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ зеркал заднего вида, вызванное необходимостью улучшения обзорности, имеет цель расширить пространство обзора, сохранив оптимальные для наблюдателя размеры отраженных объектов и уменьшить «затенение» зеркалами основных участков поля передней обзорности.

Пространство обзора можно расширить, увеличив площадь отражающей поверхности или применив выпуклое зеркало.

Расстояние от глаз водителя до зеркала оказывает меньшее влияние на величину поля обзора при пользовании выпуклым зеркалом, чем при пользовании плоским. Для обеспечения угла обзора 20° при отвлеченной ориентации зеркала оптимальным является радиус кривизны 1250 мм.

С позиций инженера от конструктивных параметров зеркал заднего вида, их взаимного расположения и ориентации в пространстве зависят совокупность информации поля обзора,

время поиска и время принятия решения водителем. Как показали в своих экспериментальных исследованиях П. Валварен и Дж. Мишон, при паравизуальном размещении зеркала программируется скачок взгляда водителя перед перенесением взгляда на зеркало, а если водитель до этого не видит зеркала, то он расходует дополнительное время на поиск. Между тем отнесение зеркала слишком вперед ведет к тому, что на фоне интенсивного движения требуется больше времени, чтобы сосредоточить внимание, осмыслить отраженную информацию и принять решение.

Существующие рекомендации по организации обзорности и условия оценочных тестов для зеркал заднего вида в основном используют принцип: обеспечить с места водителя угол обзора бинокулярным зрением заданного участка дороги, находящегося на определенном расстоянии от средства транспорта.

Например, федеральный стандарт США (FMUSS)NF 111 ставит в качестве неперемного условия возможность видения через внутреннее зеркало заднего вида участка дороги сзади водителя, ближайшая граница которого отстоит от заднего буфера на расстояние не более 61 м. Боковое ограничение угла бинокулярного зрения равно 20°. Несложные вычисления показывают, что при обзорности, отвечающей этим рекомендациям, водитель не сможет видеть указателей поворота, установленных на высоте 0,4 м, и движущегося сзади автомобиля уже на расстоянии ближе 45 м.

В отношении внешних зеркал заднего вида стандарт предусматривает следующие требования. С места водителя должна просматриваться зона, в которую вписывается треугольный экран шириной 2,44 м (от плоскости, касательной к кузову в его наиболее широком месте), отстоящий на 10,7 м от границы наибольшего возможного смещения глаз водителя назад.

При всей своей положительной роли данные рекомендации, являясь отвлекающими, не учитывают характеристик дорожной среды, изменчивости поперечного и продольного профиля дороги, особенности движения, когда при обгоне объекты, выходящие на полосу меньшего радиуса, исчезают из поля зрения водителя, наблюдающего через наружное зеркало заднего вида. Эти объекты могут смещаться относительно точки схода и скрываться на неопределенное время за очертаниями ведомого автомобиля.

Поиск оптимальных решений по организации задней обзорности, основанный на отвлекающих рекомендациях, требует в процессе проектирования способом проб и ошибок рассмотреть большое число вариантов, окончательным из которых является иногда не лучшее решение. Это связано с многочисленными чертежно-вычислительными и другими операциями. Чтобы сократить их число, ускорить процесс поиска и найти оптимальное решение, следует обратиться к ЭЦВМ.

Входными данными в программе могут быть размеры заднего окна и силуэтов пассажиров на его фоне, положение глаз водителя, траектория движения в пространстве источников зрительной информации, установленных на обгоняющих, обгоняемых и движущихся сзади средствах транспорта и др.; выходными данными — координаты размещения зеркал заднего вида, углы их ориентации, оптико-геометрические характеристики и др.

Рассмотрим один из примеров расчетной схемы по составлению программы для ЭЦВМ. Требуется определить ширину внутреннего зеркала заднего вида, оптимальный угол поворота и длину кронштейна, если заданы координаты центра вращения кронштейна по отношению к левому глазу водителя (центр координат); дистанция, пространственный интервал, превышение или траектория движения источника информации, расположенного сзади автомобиля, и возможный угол поворота глаз в направлении зеркала.

Определим проекции искоемых углов и линейных размеров на одну из главных плоскостей (горизонтальную плоскость xoy). Проекция угла поворота α_{xoy} (см. рисунок) вычисляется по формуле

$$\alpha_{xoy} = 180 - \left(\arcsin \frac{L \cdot \sin(\gamma - \delta)}{d} + \gamma \right),$$

где L — расстояние от левого глаза водителя до центра вращения зеркала (точки P) в м;

d — расстояние от точки P до крайней точки зеркальной поверхности (точки m) в м;

δ — угол отклонения точки P от оси ox в градусах;

γ — угол отклонения взгляда водителя на точку m от оси ox в градусах.

Проекция ширины зеркала a от центра n до крайней точки m в плане вычисляется по формулам

$$a = d \cdot \cos \beta; \quad \beta = \arcsin \frac{L \cdot \sin(\gamma - \delta)}{d} - 90 + \chi;$$

$$\chi = \frac{1}{2} \arcsin \left(\frac{N}{OD} + \cos \gamma \right);$$

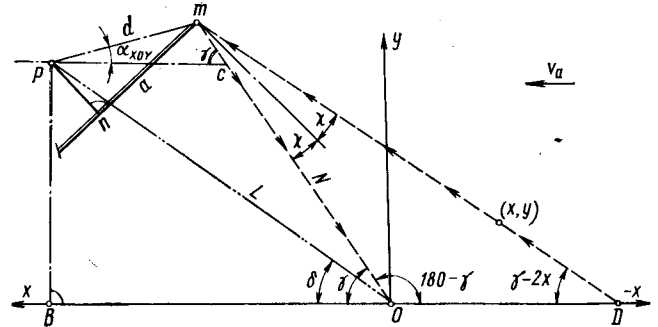
$$a = d \cdot \cos \left[\arcsin \frac{L \cdot \sin(\gamma - \delta)}{d} - 90 + \right.$$

$$\left. + \frac{1}{2} \arcsin \left(\frac{N}{OD} + \cos \gamma \right) \right],$$

где χ — угол отражения наблюдаемого объекта в градусах;
 OD — дистанция между глазом водителя и точкой пересечения угла падения с осью ox в м;

$$N = d \cdot \frac{\left[\arcsin \frac{L \cdot \sin(\gamma - \delta)}{d} + (\gamma - \delta) \right]}{\sin(\gamma - \delta)}.$$

Обзорность ухудшается, если мнимое положение глаз водителя ниже действительного. Исходная мнимая точка наблюдения размещается вдали от водителя за зеркалом заднего вида вне кабины, таким образом, отраженная информация о пространственном положении требует навыка для перекодирования. Если имеется три зеркала заднего вида (два внешних и одно внутреннее), то водитель осматривает через них участки внешнего пространства как бы из трех разных мест. Лучшим из существующих устройств следует считать панорамное зеркало заднего вида (или перископ), установленное впереди и вверху перед водителем. С увеличением высоты наблюдения улучшается обзорность дороги и повышается точность глазомерных оценок. Согласно данным д-ра Ли [1] минимальной высотой глаз водителя, при которой сохраняется однозначность визуальных оценок на дороге, считается 1,04 м. Полагаем, что при ориентации и определении местоположения зеркал следует



Расчетная схема для зеркала заднего вида при составлении программы для ЭЦВМ

иметь в виду это условие: высота мнимого расположения глаз водителя над уровнем дороги не должна быть ниже этого размера.

При выборе местоположения зеркал заднего вида следует пользоваться методом «ситуационной модели», применяя фотограмметрические способы получения изображений панорамы обзорности кабины [2]. На развертке этой панорамы, где нанесены траектории движения важнейших объектов зрительного внимания, выбирается место для размещения зеркал. Для внешних зеркал оптимальным является размещение в верхних квадрантах. При этом улучшается обзор пространства сзади благодаря достаточной высоте мнимого расположения глаз водителя и обеспечивается чистота поля передней обзорности нижней части среды движения. Если, позволяя конструкции заднего окна, внутреннее зеркало заднего вида лучше помещать на щите приборов, так как при верхнем расположении оно закрывает пространство, где проходят траектории движения светофоров и дорожных знаков. Желательно, чтобы наружные зеркала находились в зоне очищаемых участков стекла.

Безопасность против травм от зеркал заднего вида обеспечивается специальными сминающимися кронштейнами, хлорвиниловыми обрамлениями и безосколочными стеклами, а также отказом от углов внешних обводов корпуса.

Для быстрой, простой и удобной ориентации зеркал их размещают на расстоянии вытянутой руки водителя, занимающего основную рабочую позу. Дистанционное управление углами ориентации наружных зеркал иногда осуществляется с помощью электрического привода.

ЛИТЕРАТУРА

1. „Industrial Design“, 1965, т. 12, № 5, стр. 60.
2. Проценко В. Б. «Автомобильная промышленность», 1972, № 2.

Сталь низкой прокаливаемости для фасонного литья

Канд. техн. наук Т. Г. ДЕМИДОВА, Н. А. МАТВЕЕВ, канд. техн. наук В. М. ЗИНЧЕНКО

Московский автомеханический институт, НИИТавтопром

УГЛЕРОДИСТАЯ сталь пониженной прокаливаемости марки 50ППЛ применяется для получения отливок методом литья по выплавляемым моделям. Отливки затем подвергаются поверхностной закалке [1, 2]. Из этой стали, например, изготавливают коромысла клапанов двигателей ЗИЛ-130. Сталь 50ППЛ выплавляют в индукционных печах с кислой футеровкой. Предварительное раскисление производят алюминием, а окончательное раскисление и модифицирование осуществляют в ковше алюминием и ферротитаном. Химический состав стали по ТУ (в %): 0,46—0,58 С; Si, Mn, Cr, Ni, Cu — не более 0,03 каждого элемента; 0,06—0,14 Ti. Известно, что раскислители и модификаторы существенно влияют на физико-механические свойства стали [3 и 4], что связано с их воздействием на природу и распределение неметаллических включений. При модифицировании ферротитаном ухудшается жидкотекучесть стали, снижаются ударная вязкость и предел текучести [5], особенно если концентрация остаточного титана превышает 0,04%. Из-за плохой жидкотекучести многие отливки поражаются поверхностным дефектом — спаем. Исследования показали, что основная причина образования спая — неметаллические включения. Химический анализ осадка неметаллических включений (в %), выделенных электролитическим путем из стали, раскисленной алюминием и модифицированной алюминием и ферротитаном, приведен ниже:

Глинозем Al_2O_3	64,96
Двуокись титана TiO_2	16,50
Силикаты SiO_2	11,65
Закись марганца MnO	0,97
Закись железа FeO	0,97
Прочие включения	4,90

Таким образом, основная масса неметаллических включений в стали 50ППЛ представляет собой глинозем. Мелкие, неправильной формы включения глинозема располагаются в виде облачных скоплений (рис. 1, а), повышая вязкость жидкой стали. Двуокись титана, входящая в состав комплексных оксисульфидных соединений, располагается по границам первичного зерна в виде пленок (рис. 1, б и в), которые отрицательно влияют на жидкотекучесть, понижают пластичность и ударную вязкость стали. Силикаты, окислы марганца и железа, обнаруженные в осадке стали в небольшом количестве, имеют преимущественно глобулярную форму и распределяются разрозненно, не оказывая такого влияния на жидкотекучесть, как включения глинозема и особенно пленочные выделения двуокиси титана. Отрицательное влияние на жидкотекучесть оказывают и сравнительно легкие, угловатые включения нитридов титана, находящиеся в жидкой стали во взвешенном состоянии (рис. 1, г).

Цель исследования состояла в изыскании таких раскислителей и модификаторов для стали, которые хорошо ошлаковывают неметаллические включения, уменьшают количество включений неправильной и пленочной формы, способствуют образованию включений глобулярной формы. Одновременно обязательным условием являлось получение стали пониженной прокаливаемости, но высокой закаливваемости.

В качестве раскислителей и модификаторов исследовали композиции с алюминием, силикомарганцем, силикокальцием, лигатурой ФЦМ-5, ниобием и аморфным теллуром. Однако из-за выделения вредных газов при использовании теллура в дальнейшем от него отказались.

Опытные стали выплавляли в цеховых условиях в индукционных тигельных печах с кислой футеровкой емкостью 430 кг. Исходными материалами для плавки служили отходы штампового и кузнечного производства стали 55ПП и возврат этой стали. Продолжительность выплавки 90—100 мин. Температу-

ра металла при выпуске из печи 1650—1670°. От начала до конца заливки блоков металлом одного ковша температура стали понижалась не более чем на 40°. Предварительное раскисление производили в тигле по двум вариантам — алюминием или силикомарганцем, окончательное раскисление и модифицирование осуществляли в ковшах емкостью 100—110 кг с использованием указанных выше компонентов. Раскисление по ковшам позволило выявить влияние различных композиций раскислителей и модификаторов на величину брака по спаяу, который в табл. 1 оценен коэффициентом n , в сопоставлении с $n=1$, условно принятым для стали 50ППЛ, раскисленной алюминием и модифицированной алюминием и ферротитаном.

Из табл. 1 видно, что использование при окончательном раскислении и модифицировании композиции с алюминием, силикокальцием и ниобием (варианты 3 и 6) позволяет уменьшить брак по спаяу в 5—6 раз. Однако механические свойства, особенно пластичность и ударная вязкость, имеют весьма низкие значения ($\sigma_s=38,0-46,6$ кгс/мм²; $\sigma_T=29,4$ кгс/мм²; $\delta=1,3-2,3\%$; $\psi=7,9\%$; $a_K=0,7$ кгс·м/см²), что связано с наличием устойчивых карбидов ниобия, выделяющихся по границам зерна в отливках при вторичной кристаллизации (рис. 2, а). Использование при окончательном раскислении и модифицировании силикокальция и алюминия (вариант 4) сокращает брак по спаяу примерно в 4 раза, но уровень механических свойств стали ($\sigma_s=55,6$ кгс/мм²; $\sigma_T=27,5$ кгс/мм²; $\delta=11,2\%$; $\psi=17,3\%$ и $a_K=2,02$ кгс·м/см²) ниже, чем при дополнительном введении в модификатор лигатуры ФЦМ-5 (варианты 2 и 5). При модифицировании стали силикокальцием и алюминием неметаллические включения пленочной формы отсутствуют, оксисульфидные включения располагаются преимущественно в виде разорванных цепочек и изолированных включений по границам первичного зерна (рис. 2, б). При дополнительном введении лигатуры неметаллические включе-

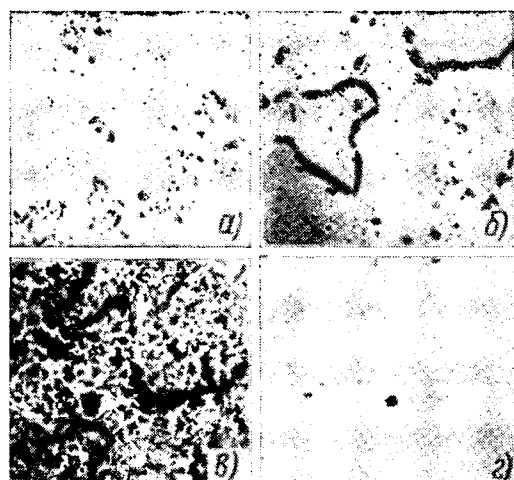


Рис. 1. Форма и распределение неметаллических включений в стали 50ППЛ, раскисленной алюминием и ферротитаном (×70): а — глинозем, шлиф не травлен; б — оксисульфиды титана, травление реактивом Фремона; в — оксисульфиды титана, последовательное травление реактивом Фремона и 4%-ным раствором азотной кислоты; г — нитриды титана, шлиф не травлен

Таблица 1

Вариант	Предварительное раскисление		Окончательное раскисление и модифицирование		Содержание элементов в %									
	Раскислитель	Количество в кг/т	Композиция	Количество в кг/т	C	Si	Mn	Al	Ti	Группа Ce	Nb	S	P	Среднее значение
1	Алюминий	0,65	Алюминий Ферротитан	0,53 4,5	0,46—0,53	0,15—0,18	0,05—0,07	0,03—0,09	0,09—0,11	Нет	Нет	0,034	0,012	1
2	Алюминий	1,2	Силикокальций ФЦМ-5	1,6 1,5	0,50—0,56	0,21—0,34	0,04—0,06	0,03—0,13	Нет	0,029—0,069	Нет	0,020—0,028	0,012—0,034	0,26
3	Силикомарганец	1,2	Алюминий Силикокальций Ниобий	0,5 1,6 1,0	0,48	0,25	0,12	0,08	Нет	Нет	0,08	0,020	0,023	0,18
4	Силикомарганец	3,0	Силикокальций	1,6	0,49—0,52	0,28—0,32	0,07—0,13	0,14—0,15	Нет	Нет	Нет	0,022—0,023	0,022—0,032	0,24
5	Силикомарганец	3,0	Алюминий Силикокальций ФЦМ-1,5	0,4 1,6 1,5	0,46—0,54	0,23—0,34	0,08—0,22	0,02—0,08	Нет	0,0245—0,025	Нет	0,019—0,026	0,011—0,034	0,21
6	Силикомарганец	3,0	Алюминий Силикокальций Ниобий	0,5 1,0 1,0	0,56	0,42	0,4	Нет	Нет	—	0,024	0,017	—	0,15

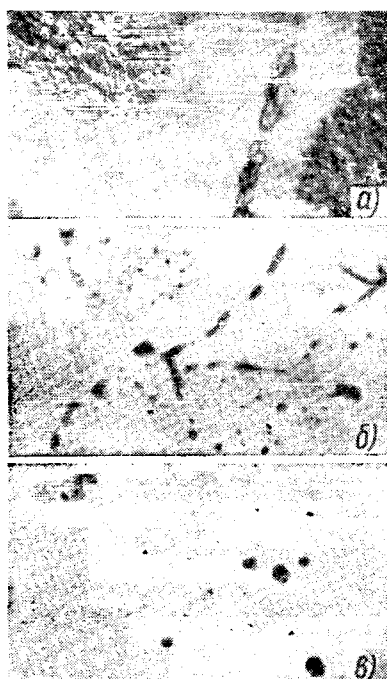


Рис. 2. Форма и распределение неметаллических включений в стали, раскисленной и модифицированной:

а — алюминий, силикокальцием и ниобием ($\times 1350$); б — силикокальцием и алюминием, травление реактивом Фремона ($\times 450$); в — алюминий, силикокальцием и лигатурой ФЦМ-5 ($\times 1000$)

Таблица 2

Содержание окислов в осадке неметаллических включений в % к металлу	Раскисление	
	Al+FeTi	Al+Si—Ca+Ce-лигатура
Al ₂ O ₃	0,0243	0,0010
SiO ₂	0,0041	0,0015
FeO	0,0003	0,0003
MnO	0,0003	0,003
TiO ₂	0,0059	—
CaO	—	0,0005

ния полностью изолируются друг от друга, имеют глобулярную форму и количество их резко сокращается (рис. 2, в и табл. 2).

Табл. 2 составлена по результатам химического анализа осадка неметаллических включений, выделенных электролитическим путем. Видно, что при введении в состав модификатора силикокальция вместе с лигатурой, содержащей церий (ФЦМ-5), резко сокращается доля окислов, ухудшающих жидкотекучесть стали. Комплексное модифицирование с использованием лигатуры уменьшает брак по спаю в 4—5 раз и обеспечивает высокий уровень механических свойств и особенно высокие значения ударной вязкости. В табл. 3 приведены после статистической обра-

ботки механические свойства экспериментальных сталей, раскисленных по вариантам 2 и 5, и стали 50ППЛ. Из таблицы видно, что средняя квадратическая ошибка отдельного измерения и среднего арифметического, а также показатель точности среднего значения искомой величины всех определяемых характеристик стали 50ППЛ больше, чем у опытных сталей. Следовательно, предлагаемые стали обладают более стабильными механическими свойствами.

Влияние параметров высокочастотной закалки исследовали на цеховой и лабораторной установках. В последнем случае температура нагрева при закалке и при самоотпуске контролировалась термометрами, горячий спай которых приваривался непосредственно к закаливаемой поверхности. Продолжительность нагрева 10 сек, время охлаждения 3 сек. Температура самоотпуска 100—140°. Скорость нагрева выше точки Кюри изменялась от 28,5 до 44 град/сек в зависимости от окончательной температуры нагрева. Влияние температуры нагрева при неизменных параметрах времени нагрева и охлаждения исследовали в диапазоне 850—970° для деталей коромысла клапана и в диапазоне 710—1150° для образцов диаметром

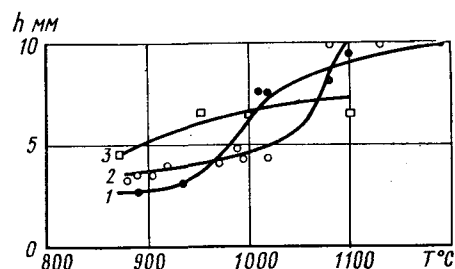


Рис. 3. Глубина закаленного слоя до полумартенситной зоны в образцах диаметром 20 мм в зависимости от температуры высокочастотной закалки:

1 — сталь варианта А; 2 — сталь варианта М; 3 — сталь 50ППЛ

20 мм. Образцы закалывали по методике, принятой на автозаводе им. Лихачева [2]. Исследованию подвергали сталь пяти плавок, раскисленных по двум вариантам А и М. Метод раскисления, модифицирования и химический состав (предельные значения) экспериментальных сталей приведены в табл. 4.

Исследования показали, что опытные стали обладают высокой закалываемостью и низкой прокаливаемостью в большом интервале закалочных температур и не склонны при этом

Таблица 3

Вариант раскисления и модифицирования (см. табл. 1)	σ_B в кгс/мм ²				σ_T в кгс/мм ²				δ в %				ψ в %				a_H в кгс · м/см ²			
	\bar{r}	σ_{ri}	$\sigma_{\bar{r}}$	ξ	\bar{r}	σ_{ri}	$\sigma_{\bar{r}}$	ξ	\bar{r}	σ_{ri}	$\sigma_{\bar{r}}$	ξ	\bar{r}	σ_{ri}	$\sigma_{\bar{r}}$	ξ	\bar{r}	σ_{ri}	$\sigma_{\bar{r}}$	ξ
1	55,4	5,24	1,98	3,58	29,2	5,82	2,10	0,72	13,7	5,63	2,13	0,16	14,6	8,4	3,18	0,22	1,22	0,17	0,05	0,04
2	61,5	2,24	0,60	1,00	33,2	1,12	0,29	0,69	11,9	3,72	1,00	0,08	16,5	5,0	1,30	0,08	3,82	0,48	0,15	0,03
3	62,2	3,56	0,84	1,34	32,5	1,27	0,30	0,69	12,1	4,28	1,04	0,09	16,8	4,9	1,31	0,08	3,65	0,39	0,07	0,02

Примечание. \bar{r} — среднearифметическое значение характеристики; σ_{ri} — средняя квадратическая ошибка отдельного измерения; $\sigma_{\bar{r}}$ — средняя квадратическая ошибка среднего арифметического; ξ — показатель точности среднего значения.

Таблица 4

Вариант раскисления и модифицирования (см. табл. 1)	Химический состав в %											
	C	Si	Mn	Cr	Ni	Al	Ti	Ce	Mg	РЗМ хим.	S	P
1	0,47	0,17	0,04	0,02	0,06	0,03	0,095	—	—	—	0,022	0,012
2	0,51—0,54	0,21—0,30	0,03—0,06	0,01—0,07	0,03—0,08	0,01—0,13	—	0,02—0,07	0,01	0,04—0,10	0,020—0,028	0,010—0,013
3	0,50—0,54	0,23—0,28	0,08—0,22	0,01—0,06	0,09—0,06	0,02—0,13	—	0,04—0,07	0,01	—	0,022—0,023	0,013—0,073

к образованию закалочных трещин. Сталь, раскисленная по варианту А, после закалки с температуры 910—970° имеет поверхностную твердость HRC 56—61 при глубине закаленного слоя до мартенситной структуры 1—2,5 мм, а до полумартенситной 2—5,5 мм. Соответственно сталь варианта М после закалки с температуры 860—970° имеет твердость HRC 56—62 при глубине закаленного слоя с мартенситной структурой 0,7—1,5 мм и с полумартенситной 2—3 мм. Кривые на рис. 3 характеризуют глубину закаленного слоя до полумартенситной зоны образцов закалочного ряда из опытных сталей вариантов А и М и производственной стали 50ППЛ в зависимости от температуры закалки. Как видно на рисунке, опытные стали по сравнению со сталью 50ППЛ имеют более низкую прокаливаемость в большом диапазоне закалочных температур

(вплоть до 1000—1010° — сталь варианта А и до 1070° — сталь варианта М), обладая при этом высокой закаливаемостью.

ЛИТЕРАТУРА

1. Шепеляковский К. З., Кальнер В. Д., Постников Ю. Я. МнТОМ, 1969, № 11.
2. Шепеляковский К. З. и др. «Литейное производство», 1970, № 10.
3. Гольдштейн Я. Е. Микролегирование стали и чугуна. ГНТИ, 1959.
4. Шульте Ю. А. Сб. «Выплавка стали для фасонного литья». Машгиз, 1963.
5. Матвеев Н. А. и др. «Литейное производство», 1971, № 10.

УДК 629.113.002.3:669.714

Рафинированный вторичный сплав АМО 1-20 для изготовления автомобильных вкладышей

Г. М. КИМСТАЧ, канд. техн. наук Г. И. КОРЯКИН, Н. А. ЯХНИН, А. В. ПОПОВ, Б. П. ХРЕНОВ, З. И. ЖИТАРЕВА, И. А. КИСЕЛЕВ, К. Г. ЧУЛАНОВА

Горьковский проектно-конструкторский технологический институт

В КАЧЕСТВЕ антифрикционного слоя вкладышей автомобильных двигателей применяется сплав АМО 1-20, в состав которого входят 19—24% Sn; 0,8—1,3% Cu; до 0,3% Fe; остальное — Al. На промежуточных операциях производства биметаллических сталейалюминиевых лент, предназначенных для изготовления вкладышей, образуются отходы этого сплава в виде обрезков, неразмержных полос и др. Эти отходы сильно загрязнены маслом, влагой и т. д., поэтому предусмотрена предварительная их переплавка с разливкой получающегося вторичного сплава в чушки. Затем в шихту для выплавки рабочего сплава АМО 1-20 добавляется примерно 50% чушек.

Такая технология из-за двукратной переплавки вторичного сплава имеет ряд недостатков: повышенный угар дорогих и дефицитных компонентов сплава, повышенный расход электроэнергии и трудовых затрат и т. д. Кроме того, вторичный сплав содержит повышенное количество неметаллических загрязнений, что снижает чистоту и физико-механические свойства рабочего сплава.

Горьковским проектно-конструкторским технологическим институтом (ГПКТИ) совместно с Заволжским моторным заводом разработан технологический процесс приготовления рафинированного вторичного сплава АМО 1-20 из шихты, состоящей из 100% отходов, и использования этого сплава

в производстве без предварительной разливки в чушки и без их переплавки.

Необходимым условием получения высококачественного вторичного сплава из отходов является глубокая очистка его от неметаллических примесей и газов. С этой целью в разработанном технологическом процессе применен комбинированный способ рафинирования алюминиевых сплавов [1], заключающийся в том, что на расплавленный сплав одновременно действуют жидким рафинирующим флюсом и продуваемым рафинирующим газом или твердым дегазирующим средством (например, тексахлорэтаном).

Комбинированный способ рафинирования предусматривает продувание расплавленного сплава газом при наличии на поверхности ванны слоя жидкого рафинирующего флюса. Твердые неметаллические загрязнения, выносимые на поверхность пузырьками продуваемого газа, адсорбируются флюсом и удаляются из расплавленного сплава. В результате этого явления, вызванного прохождением через расплавленный сплав продуваемого газа, поверхность соприкосновения флюса с металлом омывается все новыми массами жидкого металла. При этом интенсифицируется процесс поглощения флюсом твердых неметаллических частиц, находящихся во взвешенном состоянии, а наличие жидкого флюса облегчает процессы диффузионного

и пузырькового выделения водорода. Как показала практика, такая обработка способствует удалению из расплавленного сплава основной массы как твердых, так и газообразных неметаллических примесей [2—4].

Разработанный технологический процесс приготовления рафинированного вторичного сплава АМО 1-20 заключается в следующем. Отходы переплавляются в индукционной тигельной печи ИАТ-0,4 емкостью 400 кг. После наполнения тигля и нагревания сплава до 780—800° на поверхность ванны засыпается 6 кг (1,5% от веса плавки) флюса, состоящего из 50% NaCl, 30% KCl, 20% Na₃AlF₆. Флюс через 2—3 мин расплавляется. Затем расплавленный сплав под образовавшимся слоем жидкого флюса обрабатывается гексахлорэтаном (в таблетках), вводимым в «колокольчиках» навесками около 100 г.

Рафинированный сплав по желобу переливается в раздаточную печь, где выдерживается в течение 15 мин. Это необходимо для удаления из расплавленного металла газов, замешанных при переливке, и дисперсных паробразных продуктов термического разложения гексахлорэтана. Дальнейшая обработка и разливка жидкого металла осуществляется по действующей в цехе технологии.

В результате рафинирования комбинированным способом достигается глубокая очистка расплава от неметаллических примесей и газов. Содержание газа в рафинированном вторичном сплаве АМО 1-20 характеризуется абсолютно плотной вакуумной пробой, т. е. находится на уровне 0,1 см³/100 г, допустимом при изготовлении отливок и слитков ответственного назначения. Поэтому рафинированный вторичный сплав обладает высокими физико-механическими свойствами, находящимися на уровне аналогичных показателей сплава АМО 1-20, приготовленного из чушковых металлов по действующей технологии (см. таблицу).

Проведенные исследования показали, что физико-механические свойства биметаллической ленты с антифрикционным слоем из рафинированного вторичного сплава АМО 1-20 полностью соответствуют требованиям ТУ.

Характеристика сплава АМО 1-20	Механические свойства			Пористость, баллы шкалы ВИАМ
	σ_b в кгс/мм ²	δ в %	ρ в г/см ³	
Рафинированный	10,86	11,7	3,137	1
Вторичный, приготовленный из отходов	10,08	16,1	3,145	1
Приготовлен по цеховой технологии из 100% первичных металлов	10,1	15,0	3,04	1
То же, из 60% первичных металлов и 40% вторичного сплава	10,1	11,4	3,13	1

С использованием рафинированного вторичного сплава изготовлялись промышленные партии вкладышей для двигателя. В процессе испытаний двигателей установлено, что эксплуатационные свойства этих вкладышей соответствуют ТУ. От стандартных вкладышей они не отличаются: приработка и износ вкладышей, а также износ шатунных шеек коленчатого вала практически одинаковы.

Разработанный технологический процесс приготовления рафинированного вторичного сплава АМО 1-20 внедрен на Заволжском моторном заводе. Это позволило сэкономить значительное количество дорогих цветных металлов, электроэнергии, а также существенно повысить качество сплава АМО 1-20.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кимстач Г. М. и др. Бюллетень изобретений и открытий, 1970, № 10. Авторское свидетельство № 265451.
2. Кимстач Г. М., Корякин Г. И. «Литейное производство», 1970, № 9.
3. Кимстач Г. М., Корякин Г. И. «Цветная металлургия. Цветметинформация», 1970, № 4.
4. Кимстач Г. М. и др. «Труды института», вып. 1 (33), ОНТЭИ ГКТИ, Горький, 1970.

УДК 621.43.066.3.002.2

Применение поверхностного пластического деформирования при производстве клапанов дизелей ЯМЗ

В. Н. БУНТОВ, А. Б. НОВИКОВ, Б. А. ПЕТУХОВ

Ярославский моторный завод

РАБОТА по повышению моторесурса двигателей на Ярославском моторном заводе проводится в двух направлениях: совершенствование конструкции и внедрение в производство совершенных технологических методов обработки, повышающих надежность и долговечность работы деталей и узлов.

Характерным в этом отношении является применение процессов поверхностного пластического деформирования для повышения качества обработки и надежности работы клапанов, а также в целом механизма газораспределения двух- и четырехтактных двигателей.

Выпускной клапан двухтактного и впускной четырехтактного двигателя изготавливаются из стали ЭИ-107 с термообработкой до твердости HRC 35—40. Материалом выпускного клапана четырехтактных двигателей принята сталь ЭИ-69, подвергнутая аустенизации с последующим старением до твердости HRC 25—30.

Для достижения стабильной шероховатости поверхности стержня клапанов 10-го класса внедрен процесс обкатывания роликами. Обкатывание выполняется на специальном обкатном автомате фирмы Хегеншайдт модели 7401.

Схема обкатки показана на рис. 1. Инструментом являются три ролика, два опорных в кассете 1 и обкатный ведущий 2.

Усилие обкатывания, создаваемое гидравлическим цилиндром, подбирается опытным путем, исходя из условия получения оптимальной чистоты поверхности при минимальном искривлении оси стержня.

Продольная подача детали осуществляется за счет поворота кассеты с опорными роликами относительно оси О—О на угол φ , в данном случае он принят равным 50°, что соответствует подаче 0,4 мм/об.

В период освоения процесса были опробованы ролики из стали различных марок. Лучшие результаты показали ролики из

стали 65Г, закаленные до твердости HRC 60—61. Стойкость этих роликов до перешлифовки составляла 200 ч. Режим обкатывания следующий:

Скорость обкатывания в м/мин	85
Число оборотов ролика в минуту	450
Подача на один оборот изделия в мм/об	0,4
Время цикла в сек	7

В качестве смазочно-охлаждающей жидкости применена смесь сульфозфрезола с керосином.

Первое обкатывание введено после предварительного шлифования стержня до диаметра $12,02_{-0,025}$ мм с целью создания в поверхностном слое стержня напряжений сжатия на глубину, превышающую снимаемый слой металла при последующем шлифовании.

Усилие при первом обкатывании принято 750—770 кгс. Разница диаметров до и после обкатывания 0,002 мм. Общая длина клапана увеличилась на 0,05 мм. После первого обкатывания наблюдалось некоторое искривление оси стержня клапана. Для ее устранения клапан подвергается двукратному бесцентровому шлифованию до диаметра $12_{-0,070}^{0,095}$ мм.

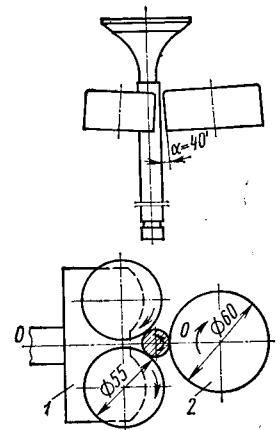


Рис. 1

В процессе отладки было установлено, что при обкатывании окончательно обработанных клапанов увеличивается биение посадочной фаски головки клапана относительно стержня (в отдельных партиях было около 30% таких клапанов от всего количества).

Чтобы достигнуть необходимой точности по биению (не более 0,02 мм) было введено вторичное обкатывание после шлифования).

При этом было принято усилие $P=550 \div 570$ кгс, исходная шероховатость поверхности стержня — 7-го класса. Достигалась шероховатость поверхности — 10—11-го класса.

Уменьшение диаметра составляет менее 0,001 мм без практического увеличения длины детали. Завершающей операцией технологического процесса является чистовое шлифование фаски.

На рис. 2 показано распределение величины биения J в мм посадочной фаски клапана относительно стержня при однократном (кривая 1) и двукратном (кривая 2) обкатывании.

Для повышения усталостной прочности клапанов в зоне канавок были проведены эксперименты с образцами, изготовленными из сталей тех же марок, что и клапаны. Результаты экспериментов показали, что образцы с канавками, обкатанными

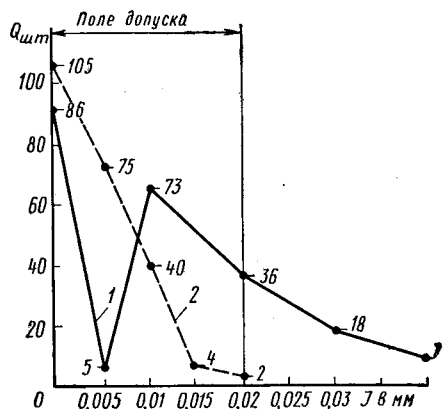


Рис. 2

роликками, значительно лучше работают при знакопеременных нагрузках, чем образцы с канавками, обработанными резцом. Усталостная прочность образцов с обкатанными канавками в 25—30 раз выше, чем с необкатанными.

Эксперименты подтвердили целесообразность введения в технологический процесс операции упрочнения канавки. Схема обкатывания приведена на рис. 3.

Клапан 1 устанавливается в призме 2 и прижимается прихватом 3. Свободный конец стержня поддерживается обратным центром 4. Два обкатных ролика 5 (каждый для своей канавки), расположенные с противоположных сторон, подводятся к обрабатываемым поверхностям гидравлическими цилиндрами, создающими необходимое усилие P .

Для свободной самоустановки роликов в осевом направлении они имеют некоторое свободное перемещение вдоль своей

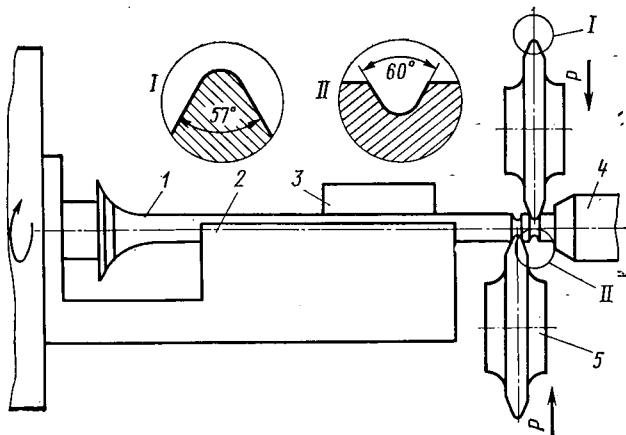


Рис. 3

оси. Осевой зазор компенсирует неточность установки детали и расположение обкатываемых поверхностей по длине стержня. Режим работы станка следующий:

Число оборотов в минуту	60
Накатное усилие на один ролик в кгс	150
Время цикла в сек	6

В качестве смазочно-охлаждающей жидкости используется машинное масло МС-20 (ГОСТ 1013—49).

В результате обкатывания шероховатость поверхности днышка повышается с 4—5-го класса до 7—8-го класса.

В отличие от двухтактных двигателей клапаны четырехтактных дизелей имеют канавку прямоугольного профиля.

Конструкция обкатного ролика* предусматривает свободный ввод его рабочего профиля в среднюю часть канавки с постепенным обкатыванием дна и торцовых поверхностей бурта.

Рабочий профиль ролика выполнен в виде прямоугольной резьбы и имеет левый и правый подъем спиралей на каждые 180° дуги. Ширина рабочего профиля 1,7—1,8 мм, расстояние между крайними точками по шагу равно 3,3 мм. Материал — сталь ШХ15, HRC 60—64. Конструкция ролика с разверткой профиля рабочей ленточки показана на рис. 4.

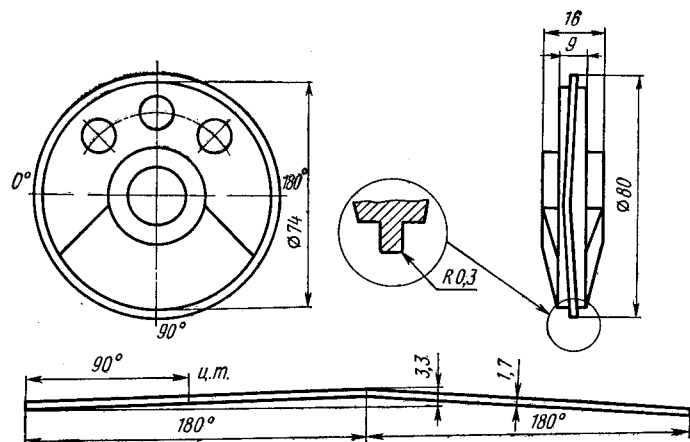


Рис. 4

Упрочнение канавки выполняется на станке с полуавтоматическим циклом работы двумя диаметрально расположенными роликами с усилием 150—180 кгс на каждый.

Ввод роликов в канавку в момент начала работы происходит всегда в строго определенном положении, при этом рабочий профиль находится между торцами канавки и не касается их. Это обеспечивается за счет предусмотренного в конструкции ролика дисбаланса, центр тяжести которого расположен под углом 90° от начала подъема винтовой линии рабочей ленточки.

Усилие обкатывания торцов канавки создается тарельчатыми пружинами.

Число оборотов детали в минуту 60, время цикла — 7 сек (устанавливается по реле времени), в качестве смазочно-охлаждающей жидкости используется также масло МС-20.

Аналогичный подход был применен при совершенствовании технологического процесса обработки фаски головки клапана. Шлифование не давало стабильной шероховатости поверхности 7-го класса, поэтому было решено ввести дополнительную обработку — обкатывание.

На рис. 5 показана схема рабочего узла накатного устройства. Накатное устройство состоит из закаленного стального кольца 1 с внутренним конусом, который служит опорой и беговой дорожкой для трех накатных конических роликов 2,

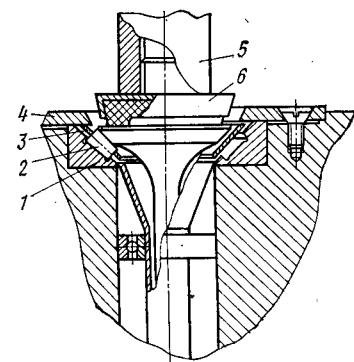


Рис. 5

* «Бюллетень изобретений и товарных знаков», 1969, № 28 (Авторское свидетельство № 252112).

удерживаемых сепаратором 3. В собранном состоянии сепаратор закрывается кольцевой крышкой 4. Зазоры между кольцом и крышкой обеспечивают свободное вращение сепаратора и самоустановку обкатных роликов по поверхности беговой дорожки. Клапан прижимается к накатным роликам шпинделем 5 через резиновый буфер 6. Обкатывание выполняется на модернизированном вертикально-сверлильном станке модели 2A135, оснащенной шестишпиндельной головкой, что соответствует числу одновременно обрабатываемых деталей. Станок снабжен полуавтоматическим пневмогидравлическим приводом подачи, который осуществляет быстрый подвод и опускание шпинделей

головки в рабочее положение до контакта буферов шпинделей с торцами клапанов, создает осевое усилие обкатывания и по окончании цикла осуществляет быстрый подъем головки в верхнее исходное положение. Параметры обкатывания следующие:

Число оборотов шпинделей в минуту	195
Усилие накатывания на каждый клапан в кгс	150
Время цикла (при времени обкатывания 40 сек) в сек.	60

Шероховатость поверхности при этом соответствует 8-му классу.



УДК 629.114.82

СОВРЕМЕННЫЕ ГОНОЧНЫЕ АВТОМОБИЛИ И ПРОБЛЕМЫ ПОВЫШЕНИЯ ИХ БЫСТРОХОДНОСТИ

НЕПРЕРЫВНОЕ повышение динамических качеств всех автомобилей массового производства в известной мере базируется на опыте эксплуатации гоночных и спортивных автомобилей в условиях различных соревнований. Такая крупная фирма, как Форд, ранее находившаяся в стороне от автомобильного спорта, за последние 10 лет разработала целый ряд спортивных автомобилей и двигателей. В разработке и эксплуатации различных специальных машин спортивного назначения участвуют и другие крупнейшие фирмы США — Джeneral Моторс и Крайслер. Аналогичное направление деятельности можно отметить у основных японских предприятий — Тойота, Ниссан и Хонда.

Европейские гоночные автомобили, как правило, изготавливаются небольшими специализированными предприятиями, которые, однако, пользуются материальной поддержкой американских автомобильных фирм, поставляющих им двигатели (Форд и др.).

В Советском Союзе и многих других странах получили широкое распространение гоночные автомобили, основанные на использовании агрегатов и деталей автомобилей массового производства. К ним относятся, например, известные гоночные автомобили Таллинского авторемонтного завода, на которых применяются двигатели автомобиля «Москвич-412» и мотоцикла «Иж-Юпитер», а также различные детали, изготовленные отечественными заводами автомобильной и мотоциклетной промышленности. Опыт эксплуатации таких автомобилей, работающих в жестких условиях соревнований, может быть использован для повышения надежности, долговечности и динамических качеств серийных моделей.

По результатам традиционных гонок на кольцевых дорогах и рекордных заездов нетрудно установить систематическое повышение динамических качеств гоночных и спортивных автомобилей всех типов.

Основными факторами, влияющими на усовершенствование гоночных автомобилей, являются: технические условия организации, регламентирующей автомобильные гонки (Международная автомобильная федерация — ФИА); развитие моторостроения и автомобильной промышленности; развитие смежных отраслей производства (мотоцикlostроения, авиации, реактивной техники); общетехнический прогресс (достижения металлургии, резиновой и подшипниковой промышленности и др.).

Классификация автомобилей спортивного назначения, отличающихся большим разнообразием, всегда была трудной задачей и никогда не переставала быть предметом дискуссий. Наиболее обстоятельная классификация автомобилей, используемых в скоростных соревнованиях, была утверждена ФИА в 1965 г. и с тех пор применяется с незначительными изменениями. Она охватывает стандартные и форсированные варианты серийных легковых автомобилей, автомобили большого туризма, спортивные автомобили и спортивные прототипы, двухместные гоночные автомобили и автомобили различных гоночных формул. Каждая из перечисленных групп подчиняется достаточно подробно изложенным техническим требованиям.

Трудность классификации автомобилей спортивного назначения обусловлена тем, что ее технические требования должны стимулировать прогресс в определенных направлениях, полезных для общего развития автомобильной техники, и в то же время их нельзя часто менять, так как это нарушает сложный процесс проектирования, изготовления и доводки гоночных автомобилей, приводит к большому материальным потерям и даже может вывести из строя небольшие фирмы с ограниченными финансовыми ресурсами. Поэтому обычно гоночные формулы сохраняют силу в течение четырех-пяти лет до очередного изменения, которое вводится с учетом достижений автомобильной техники и на основе консультаций с заинтересованными предприятиями.

Проблема классификации гоночных и спортивных автомобилей значительно усложнилась в связи с появлением новых типов силовых агрегатов — роторно-поршневых, турбореактивных и ракетных двигателей и газовых турбин. Прежде всего это относится к роторно-поршневым двигателям и газовым турбинам, более приспособленным для дорожного транспорта, тогда как реактивная техника пока используется только в отдельных рекордных заездах.

Если в течение десятков лет автомобили просто классифицировали в зависимости от рабочего объема их двигателя, то объединение автомобилей с поршневыми, роторно-поршневыми и газотурбинными двигателями требует применения иного критерия для их деления на классы.

С этой целью ФИА теперь применяет классификационные формулы, определяющие условный рабочий объем роторно-поршневых и газотурбинных двигателей, эквивалентный литражу обычного поршневого двигателя.

Очень сложно определить рабочий объем газовых турбин, для которых такой параметр может иметь только чисто условное значение. На основе изучения параметров форсированных поршневых двигателей и газовых турбин исследователи Спир и Пенни предложили следующую формулу для вычисления условного рабочего объема газовой турбины:

$$C = \frac{A(3,1R - 7,63)}{0,09625}, \quad (1)$$

где A — площадь сечения соплового аппарата перед турбиной в см²;

R — степень сжатия в компрессоре.

При многоступенчатом компрессоре величина R представляет собой произведение степеней сжатия всех ступеней, причем для каждой центробежной ступени степень сжатия принимается равной 4,25, а для осевой — 1,15. Эту формулу ФИА применяла в некоторых гонках с 1965 г. Она относится к категории

эмпирических зависимостей и должна видоизменяться по мере развития как поршневых, так и газотурбинных двигателей.

Попытка классифицировать газотурбинные трековые автомобили по величине проходного сечения воздухозаборного патрубка, предпринятая в США в 1967—1969 гг., потерпела неудачу. После двукратного уменьшения допускаемого проходного сечения газовые турбины были вообще исключены из конкурса, хотя их конкурентоспособность, особенно надежность в условиях трековых гонок, не вызвала сомнений. Такое решение основывалось на том, что газовые турбины, устанавливавшиеся на трековых автомобилях, были заимствованы из авиации и, по мнению некоторых специалистов, не могли способствовать развитию автомобильной техники.

За последнее десятилетие значительно возросли мощности многих типов гоночных автомобилей. Так, двигатели двухместных гоночных автомобилей развивают 700—750 л. с., трековых автомобилей 700—840 л. с., автомобилей для спринта (дрэгстеров) до 1600 л. с., спортивных автомобилей 600—620 л. с. и даже на стандартных автомобилях с двигателями 7 л, подготовленными к гонкам, мощность достигает 600 л. с.

Параллельно с увеличением мощности двигателей снижался такой важный для динамики автомобиля показатель, как вес на единицу мощности: например, для трековых и двухместных гоночных автомобилей его значение не превышает 1—1,5 кг/л.с.

Изменилось и соотношение между быстроходностью автомобилей различных групп международной спортивной классификации. Формальные технические требования предписывают, например, автомобилям гоночных формул 1, 2 и 3, а также трековым автомобилям формулы Автомобильного Клуба США открытое расположение колес, что снижает аэродинамическое совершенство автомобиля. В противоположность этому спортивные автомобили, спортивные прототипы, двухместные гоночные автомобили и стандартные автомобили имеют кузова, охватывающие колеса и соответствующие снижению сопротивления воздуха.

Максимальные скорости наиболее быстроходных современных автомобилей, используемых в гонках, имеют следующие значения в км/ч:

Гоночные автомобили формулы 1 (3 л)	300
Двухместные гоночные автомобили (7—8 л)	380—390
Спортивные автомобили (5 л)	360—370
Трековые автомобили (2,65—4,2 л)	350—360
Стандартные автомобили (7 л)	320—350

Таким образом, если прежде самыми быстроходными были автомобили типа Гран При, как их в последнее время чаще называют автомобили формулы 1, то ныне в силу ограниченности своего литража они уступают по максимальной скорости даже спортивным и стандартным автомобилям с двигателями большого литража и обтекаемыми кузовами.

Поскольку результаты большинства автомобильных гонок оцениваются по средней, а не максимальной скорости, показанной автомобилем на маршруте с переменным режимом движения, обусловленным поворотами и разнооб-

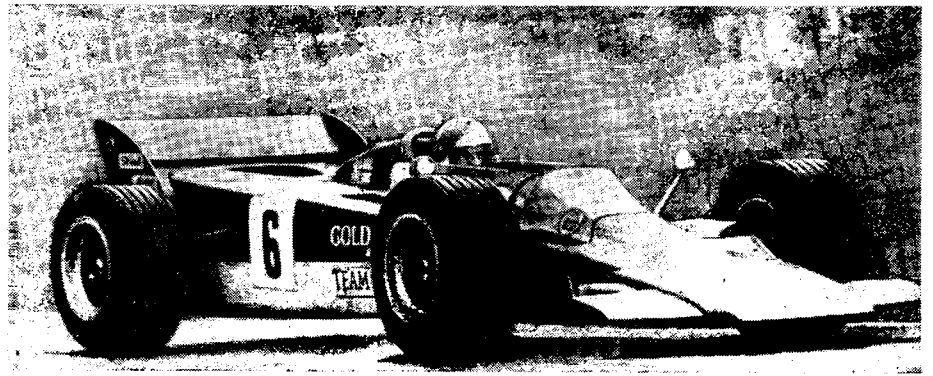


Рис. 1. Газотурбинный гоночный автомобиль «Лотос» формулы 1 с кузовом клиновидного профиля

разным профилем дороги, в последние годы особое внимание уделяется повышению ускорений автомобиля, замедлению в процессе торможения и увеличению предельной скорости движения на криволинейных участках пути. При больших запасах мощности двигателей повышение этих показателей было возможно только на основе улучшения условий сцепления колес с дорогой; в противном случае высокие крутящие моменты приводят лишь к пробуксовыванию ведущих колес, сильному износу шин и потере автомобилем управляемости.

Эта проблема была решена двумя способами. Первый заключался в разработке низкопрофильных шин с широким протектором, обеспечивающим большую площадь пятны контакта с дорогой, применении специальных рисунков протектора и его изготовления из особых резиновых смесей, приспособленных к различным дорожным покрытиям и метеорологическим условиям эксплуатации (в частности, на сухой дороге или при дожде). У мощных гоночных автомобилей ширина ободьев ведущих колес нередко превышает их диаметр, а ширина протектора достигает 450 мм.

В качестве второго средства улучшения сцепления колес с дорогой были использованы различные устройства (спойлеры, крылья), создающие дополнительную нагрузку на колеса за счет динамического воздействия встречного потока воздуха, набегающего на автомобиль при его движении. Такой же эффект создается приданием кузову клиновидного профиля, как, например, на газотурбинном автомобиле «Лотос» формулы 1 (рис. 1). В 1967—1969 гг. на гоночных автомобилях получили широкое распространение крылья с отрицательным углом атаки; частично они были снабжены автоматическими приспособлениями, регулирующими угол атаки крыльев, для выравнивания нагрузки на правые и левые колеса при движении на поворотах и для повышения нагрузки на колеса в периоды разгона и торможения.

Использование таких приспособлений (в частности, их размеров) было ограничено правилами ФИА в 1969 г., так как большие крылья на высоких стойках не отличались необходимой надежностью в эксплуатации и иногда приводили к авариям, а их польза для общего развития автомобильной техники вызвала сомнения.

Тем не менее на практике удалось установить, что упомянутые аэродинамические приспособления повышают показатели разгона и торможения, а также увеличивают возможную скорость на поворотах. Последняя выражается для обычного автомобиля приближенно формулой

$$v = \sqrt{Rg\varphi}, \quad (2)$$

а для автомобиля, снабженного крыльями с отрицательным углом атаки,

$$v = \sqrt{\frac{G\varphi}{\frac{G}{Rg} + c_y \frac{\rho}{2} F\varphi}}, \quad (3)$$

где v — предельная скорость автомобиля на повороте по условию сцепления колес с дорогой в м/сек;

R — радиус поворота в м;

$g = 9,81$ м/сек²;

φ — коэффициент сцепления;

G — вес автомобиля в кг;

c_y — коэффициент подъемной силы (в данном случае отрицательная величина);

F — площадь крыльев в м².

Зависимость предельной скорости от радиуса поворота для обычного гоночного автомобиля (а) и снабженного крыльями (б) показана на рис. 2.

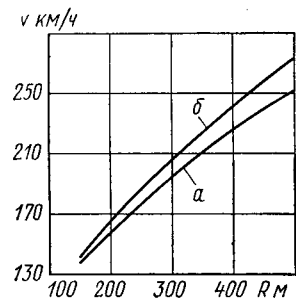


Рис. 2. Предельная скорость гоночных автомобилей на повороте в зависимости от его радиуса

В качестве весьма эффективного средства повышения динамических качеств гоночного автомобиля была предложена система отсасывания воздуха из-под кузова (гоночный автомобиль

Чеперел) с тем, чтобы создать под ним разрежение и, следовательно, дополнительную нагрузку, действующую в основном на ведущие колеса (рис. 3). С этой целью задний конец кузова снизу ограничен пластмассовыми шторками, которые не доходят до уровня дороги на 5—15 мм. Этот зазор автоматически поддерживается специальным механизмом, действующим в зависимости от прогибов пружин подвески колес. Из полости кузова, герметизированной сверху и ограниченной снизу шторками, воздух отсасывается двумя вентиляторами с приводом от вспомогательного двигателя мощностью 45 л. с. При разрежении под автомобилем около 0,01 кгс/см² и площади под кузовом порядка 5 м² создается дополнительная нагрузка около 500 кг.

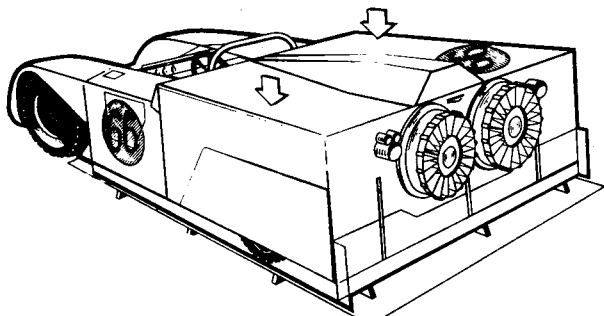


Рис. 3. Гонимый автомобиль с системой отсоса воздуха из-под кузова

В отличие от крыльев система отсоса воздуха является более эффективным средством повышения нагрузки на колеса, поскольку она не зависит от скорости движения автомобиля и может быть полностью использована от момента трогания с места, при торможении от любой скорости и при движении на поворотах любого радиуса.

Дополнительная нагрузка на ведущие колеса позволяет увеличить тяговые усилия и, следовательно, ускорения автомобиля. Предельное ускорение в начальных стадиях движения определяется для обычного автомобиля с колесной схемой 4×2 из выражения

$$j_{lim} = \frac{g \frac{a}{L}}{\frac{1}{\varphi} - \frac{h_g}{L}}, \quad (4)$$

а для автомобиля с системой отсоса воздуха по формуле

$$j_{lim} = \frac{g \frac{a}{L}}{\frac{1}{\varphi} - \frac{h_g}{L}} \left(\frac{G+T}{G} \right), \quad (5)$$

где L — колесная база автомобиля в м;
 a — расстояние от центра тяжести до передней оси по горизонтали в м;
 h_g — высота центра тяжести над дорогой в м;

T — нагрузка, обусловленная разрежением под кузовом в кгс.
 Для автомобиля с колесной схемой 4×4

$$j_{lim} = \varphi g \quad (6)$$

или в случае использования системы отсоса воздуха

$$j_{lim} = \varphi g \left(\frac{G+T}{G} \right). \quad (7)$$

Насколько эффективна система отсоса воздуха, показывает рис. 4, где приведена зависимость j_{lim} от коэффициента сцепления, достигающего значений 1,2—1,4, реальных для автомобиля дорожно-гоночного типа. Более высокие значения φ , зарегистрированные на практике, относятся только к специальным шинам дрегстеров, не рассчитанных

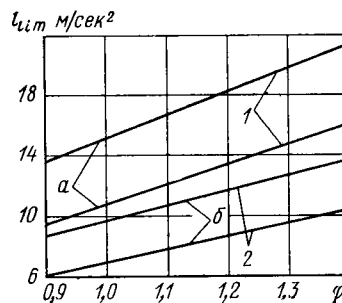


Рис. 4. Предельные ускорения гоночных автомобилей различного устройства

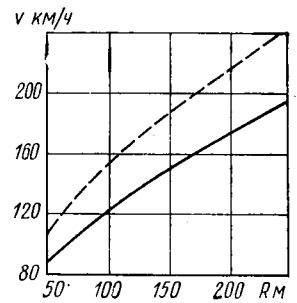


Рис. 5. Предельная скорость на повороте обычного гоночного автомобиля и автомобиля с системой отсоса воздуха

на эксплуатацию на длинных дистанциях.

По рис. 4 видно, что приемистость автомобиля типа 4×2 (2-я и 4-я линии) с системой отсоса воздуха при прочих равных условиях превышает приемистость автомобиля типа 4×4 (1-я и 3-я линии). Не менее существенно повышается для автомобиля с системой отсоса воздуха (линия 1) и предельная скорость движения на поворотах

$$v = \sqrt{Rg\varphi \frac{G+T}{G}} \quad (8)$$

по сравнению с автомобилем без системы отсоса воздуха (линия 2).

На рис. 5 приведена зависимость между этой скоростью и радиусом дороги, причем совершенно очевидно преимущество автомобиля с системой отсоса воздуха (штриховая кривая).

Дорожные испытания гоночного автомобиля такой конструкции подтвердили его высокие динамические качества и превосходство над автомобилями традиционного устройства. В то же время система отсоса воздуха значительно усложняет автомобиль и отличается тем же недостатком, который свойствен аппарату на воздушной подушке, — выбрасыванием в атмосферу пыли и грязи с дорожного полотна. К тому же формальные требования ФИА предписывают жесткое крепление к кузову всех устройств, использующих аэроди-

намические эффекты для повышения ходовых качеств автомобиля. Этому требованию не соответствуют ни шторки, регулирующие зазор между дорогой и кузовом, ни вентиляторы для отсасывания воздуха. Таким образом, возможность применения систем отсоса воздуха ограничивается в настоящее время спринтерскими соревнованиями и рекордными заездами (при этом следует считаться с тем, что класс автомобиля определяется суммарным рабочим объемом основного и вспомогательного двигателей).

Широкие перспективы повышения скоростей гоночных автомобилей открывает применение двигателей реактивного типа. Как показали эксперименты, выполненные в 1960—1965 гг., реализация скоростей, превышающих 600—700 км/ч, на

автомобилях с приводом на колеса связана с большими затруднениями. Реактивный принцип привода колесных машин не зависит от сцепления колес с дорогой и в то же время позволяет использовать весьма значительные тяговые усилия.

Как видно из таблицы основных параметров автомобилей рекордного типа с реактивными двигателями, их сила тяги может в несколько раз превышать вес автомобиля.

Большая мощность реактивных двигателей, достигающая 50 000—60 000 л. с. привела к полному вытеснению на автомобилях для достижения наивысших скоростей ранее (1922—1947 гг.) применявшихся поршневых авиационных двигателей. Даже для рекордных автомобилей класса А с приводом на колеса теперь предпочитают двигатели автомобильного типа, которые при литраже 7—8 л могут быть форсированы до 1500 л. с. и в то же время имеют меньшую по сравнению с авиационными поршневыми двигателями лобовую площадь.

Определение некоторых расчетных параметров автомобиля с реактивным двигателем связано с большими затруднениями. Максимальная скорость такого автомобиля в принципе определяется выражением

$$v_{max} = \sqrt{\frac{2(P_p - fG)}{c_x \rho F}}, \quad (9)$$

Год	Автомобиль	Тип двигателя	Марка двигателя	Сила тяги в кгс	Вес автомобиля в кг
1962	„Спирит оф Америка“	Турбореактивный	J 47-15	2750	3000
1964	„Грин Монстер“	Ракетный Турбореактивный	J 79 Джeneral Электрик	7700	2950
1964	„Вингфут Экспресс“		—	6800	3860
1965	„Спирит оф Америка“ „Соник I“		J 79 Джeneral Электрик	6800	4090
1970	„Блю Флейм“	Ракетный	—	9960	2944

Достижение еще более высоких скоростей, в частности преодоление звукового барьера, по-видимому, потребует предварительного изучения законов сопротивления движению автомобиля на этих режимах, которое может быть основано как на лабораторных исследованиях, так и на экспериментальных заездах беспилотных машин, управляемых радиосигналами.

В настоящее время уже разработаны

где P_p — сила тяги двигателя в кгс;
 f — коэффициент сопротивления качению;
 c_x — коэффициент сопротивления воздуха.

В области скоростей, превышающих 0,6–0,7 М (М — скорость распространения звука в атмосфере), закономерности изменения коэффициентов f и c_x пока не изучены и поэтому оценка их значений весьма проблематична. При скоростях более 0,7 М начинает сказываться сжимаемость воздуха, влияющая на аэродинамическое сопротивление. Возможность использования опыта авиации ограничена, поскольку самолеты и автомобили работают в различных условиях взаимодействия с воздушной средой: вокруг движущегося самолета воздушная среда однородна, тогда как непосредственная близость дороги резко изменяет условия обтекания автомобиля воздухом.

Значительное превышение силы тяги над весом реактивного автомобиля позволяет ему развивать высокие ускорения — до 3g. Один из автомобилей этого типа (Риекшн-Дайнемикс XI) прошел дистанцию 402 м (0,25 мили) с места за 5,41 сек. со средним ускорением 27,5 м/сек².

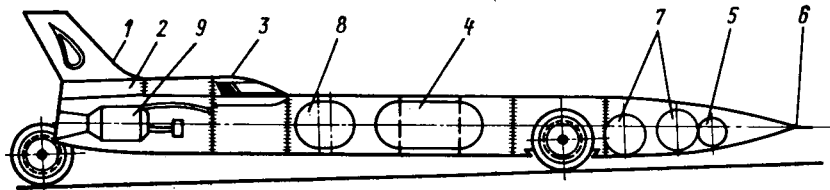


Рис. 6. Схема рекордного автомобиля с ракетным двигателем:

1 — стабилизатор; 2 — контейнер тормозного парашюта; 3 — кабина гонщика; 4 — бак с перекисью водорода; 5 — бак с жидким гелием; 6 — трубка Прандтля; 7 — баки с жидким азотом; 8 — бак со сжиженным природным газом; 9 — ракетный двигатель

При большой силе тяги, не зависящей от сцепления колес с дорогой, во время движения не по совсем ровному пути возникает опасность отрыва автомобиля от дорожного полотна. Во избежание такой аварии кузову реактивного автомобиля придают заметный дифферент на нос, как показано на рис. 6, где изображена схема автомобиля «Влю-Флейм» с ракетным двигателем, достигшего рекордной скорости 1014 км/ч. В качестве топлива был использован сжиженный природный газ, а окислителем служила перекись водорода. Топливо и окислитель подавались в двигатель под давлением жидкого гелия и азота.

проекты рекордных автомобилей, рассчитанных на сверхзвуковые скорости.

ЛИТЕРАТУРА

1. „Revue automobile“, Berne, 1971, № 14.
2. „Automobile Engineer“, London, February 1971.
3. „Motor“, London, 28.VIII.1971.
4. „L'Automobile“, Paris, 1971, № 304.
5. „Autocar“, London, 11.II.1971.
6. Векман В. В. «Автомобильная промышленность», 1969, № 8.
7. Векман В. В. «Автомобильная промышленность», 1971, № 7.

В. В. БЕКМАН

УДК 621.74:65.001.56

НОВОСТИ ТЕХНОЛОГИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ ЗА РУБЕЖОМ

Новый метод микротрещинного хромирования

Метод получения микротрещинного хрома, запатентованный фирмой M and T Chemical Inc, заключается в нанесении на поверхность изделия после первого никелевого слоя органических или неорганических частиц с последующим осаждением высоконапряженного никелевого слоя толщиной чуть меньше, чем максимальный диаметр частиц. Затем наносится слой хрома обычным путем для образования микротрещинной поверхности. Новый процесс аналогичен известному «никель—сил», так как покрытие содержит два слоя никеля с включенными неметаллическими частицами. Отличаются они тем, что по новому методу неметаллические частицы наносятся отдельно от никеля, а не осаждаются вместе с ним. Вместе с тем новый метод близок микротрещинному хромированию, выполняемому фирмой Рено, поскольку в обоих случаях имеется высоконапряженный никелевый слой. Однако при французском методе напряженный ударный никелевый слой без

частицы вызывает растрескивание хрома. Частицами может служить тальк, каолин, воск, парафин, графит, бисульфид молибдена, окись алюминия, активированный уголь, карбиды, сера и др. Этот материал наносится либо «продуванием» частиц над поверхностью, либо в псевдооживленном слое, либо нанесением в воде, смоле или латексе.

«Electroplating and Metal Finishing», декабрь 1971, т. 23, № 12, стр. 25.

Нанесение Ni—P—Cu-сплава без тока

Для нанесения покрытия, состоящего из 88% Ni, 11% P и 1% Cu, применяется специальный метод. Основные преимущества в покрытии таким методом перед химическим никелем заключаются в том, что нанесенное без тока Ni—P—Cu-покрытие более блестящее, более твердое, более пластичное и обладает лучшей коррозионной стойкостью при испытаниях солевым распылением. Удельный вес покрытия 8,2, химического никеля 7,85, а электроосажденного 8,8. Твердость сплава около 600 HV,

а содержание водорода только 30—50 мг/л (или частей на миллион), что составляет 1/3 содержания водорода у химического никеля.

Ni—P—Cu-покрытие — немагнитное и имеет электрическое сопротивление порядка 150 мком/см. Внешний вид его такой же блестящий, как и у электроосажденных покрытий.

«Electroplating and Metal Finishing», январь 1972, т. 25, № 1, стр. 27.

Цветное анодирование алюминия

Для анодирования алюминия в Японии создан раствор, содержащий 1—30% ацетамида, 0,1—10% шавелевой и 0,01—0,5% серной кислоты или ее люмельного эквивалента — водорастворимого сульфатного комплекса (по весу). Более глубокие цвета получаются при низких напряжениях и низких расходах энергии.

«Metal Finishing», ноябрь 1971, т. 69, № 11, стр. 76.

Электроокраска погружением кузовов легковых автомобилей

Фирма General Motors применяет на заводе в г. Фраммингем процесс электроокраски погружением кузовов легковых автомобилей. Через всю технологическую цепь проходит кузов, состоящий из двух частей (большая составная часть включает кабину водителя с багажником). Собирается кузов только при окончательной сборке. На установке для предварительной обработки кузова под окраску выполняется девять операций: предварительная промывка, промывка «Ridoline», споласкивание, повторная промывка «Ridoline», споласкивание, фосфатирование «Granodipe 16», споласкивание, пассивирование «Deoxylite 41» и споласкивание. После обработки кузова не поступают в печь для сушки, а высыхают по пути следования в ванну электропогружения. Большая составная часть кузова покрывается темно-красной грунтовкой PPG-праймером RD-1562. После погружения на 9 сек при напряжении 380 в и силе тока 250 а получают покрытие толщиной 0,6 мм. Слой сушится 22 мин при 177°C. Меньшая составная часть кузова окрашивается в черный цвет в другой ванне при напряжении 180 в и силе тока 100 а. Обе ванны подключены к ультрафильтрующей установке. В течение 30 мин кузов до поступления в печь выдерживается, и поэтому он поступает в печь для сушки уже хорошо просушенным. Затем он покрывается уплотнительной мастикой, и на него автоматически электростатическими пистолетами наносится наполнитель. Сложные детали окрашиваются этими же пистолетами вручную. В углах и местах сварки мокрым по мокрому наносят серый наполнитель. Высушенные кузова промывают и шлифуют. Краска наносится в три стадии. Работа осуществляется теми же пистолетами системы Binks. Краска на основе акриловой смолы поступает из краскосмесителя, в котором установлены 52 бака емкостью по 500 л. Производительность завода — 560 автомобилей в день.

«Industrie — Zackierbetriebe», январь 1972, т. 40, № 1, стр. 27.

Полифосфатное блестящее цинкование

Щелочная блестящая цинковая ванна, разработанная в Румынии, основана на полифосфате. Состав ее следующий: 10 г/л цинка, 80 г/л гидроокиси натрия, 50 г/л полифосфата (в виде P_2O_5), 0,2 г/л желатина, 2 г/л фурфурола, 2,0 г/л сульфитного щелока. Этот раствор можно использовать при плотности тока от 2 до 5 а/дм² и температуре от 18 до 26°C. Катодный выход по току при этих условиях меняется от 70 до 90%. Более высокое значение получается при более низкой плотности тока. Рассеивающая способность полифосфатной цинковой ванны почти равна рассеивающей способности обычной блестящей цианистой цинковой ванны и лучше, чем у бесцианистых ванн периодического действия.

«Electroplating and Metal Finishing», январь 1971, т. 25, № 1, стр. 26.

Новый тип поршня для машин литья под давлением

В машинах литья под давлением используются поршни, которые быстро изнашиваются. Разработан новый поршень, который выполняется из чугуна и имеет коническую часть. Когда кольцо изнашивается на конус, его диаметр увеличивается для компенсации износа наружной поверхности. Щель кольца давления установлена на конусе и втулка плотно прижимается к стержню с помощью винта. Конус центрируется шайбой. Диаметр изношенного кольца давления уменьшается. Чтобы восстановить диаметр, конус подается внутрь так, что поршень, расширяясь, получает нужный зазор. При первом запрессовывании щель заполняется металлом, который сразу затвердевает. Описанные поршни имеют срок службы в 9 раз больший, чем у обычных поршней. Регулировка осуществляется за очень короткое время.

«Fonderia», январь 1972, т. 21, № 1, стр. 31.

Кокильные машины для изготовления точных отливок из алюминиевых сплавов

В Чехословакии создана комплексная механизированная установка для изготовления точных отливок из алюминиевых сплавов методом гравитационного литья. Эта установка состоит из кокильной машины, масляно-гидравлического агрегата и электрического устройства для включения программы. Кокильная машина CGU-3 работает вместе с масляно-гидравлическим агрегатом EHTS-63-5 и электрическим распределительным устройством программы ERU в полуавтоматическом цикле в соответствии с заранее выработанной программой. Существуют три типа конструкции кокильных машин CGU-3 в зависимости от положения гидравлических цилиндров: горизонтальная Н, вертикальная V, комбинированная Н+V. В результате применения кокильной машины CGU-3 возможно точно изготавливать простые и сложные отливки средней величины. Отдельные рабочие операции могут производиться полуавтоматически. Изготовление кокилей упрощено, стабильность размеров отливок увеличивается, ручной труд сведен к минимуму.

«Giessereitechnik», январь 1972, т. 18, № 1, стр. 8—12.

Модернизация литейного цеха

Английская фирма Cardiff, Ltd. — крупнейший поставщик литых изделий из чугуна с шаровидным графитом. Ее литейный цех имеет наиболее совершенное оборудование в Англии. Фирма ввела в строй дополнительно к формовочной линии Disamatic, закупленной в 1960 г., новое автоматическое комплексное формовочное оборудование стоимостью 350 тыс. фунтов стерлингов. Новое оборудование пригодно для изготовления малосерийной продукции, а также деталей, для производства которых необходимы стержни сложной конфигурации. Основной единицей оборудования являются шесть встряхивающих с подпрессовкой формовочных машин модели СТ1 фирмы British Moulding Machine.

Формы имеют следующие размеры: 420×444×203/203 мм. Расчетная производительность — 300 форм/ч с двух пар машин. Третья пара вступает в работу во время смены моделей на первых двух парах. Производительность одной пары машин более 1000 форм за смену. Опoki автоматически подаются из формовочной машины на конвейер, состоящий из 91 тележки размерами 1580×632 мм. На каждой тележке помещаются две опoki. Скорость конвейера 3,7 м/мин. Время охлаждения отливок после заливки 26 мин. Конвейер имеет гидравлический привод. Формовочные машины расположены двумя группами по три машины. Между тремя машинами для верхних полуформ и тремя машинами для нижних полуформ проходит участок конвейера, на котором стержни устанавливаются вручную. Это делается для того, чтобы уменьшить опасность повреждения форм и достичь большей точности установки. Заливка выполняется из обычных ковшей, контролируемых вручную. Смеси приготавливаются в двух смесителях типа August емкостью 907 кг. Производительность обоих смесителей 40—50 т/ч. Обратные смеси хранятся в двух бункерах емкостью 60 т. Главный поставщик смесеприготовительного оборудования — фирма Aspe Lonveyor.

«The British Foundryman», декабрь 1971, т. 64, № 12, стр. 34—39.

Пресс для холодного выдавливания

Новый высокоскоростной многопозиционный пресс для изготовления крепежных и других подобных деталей сконструирован фирмой Peltzer and Ehlers. Фирма заявляет, что пресс имеет значительные преимущества по сравнению с предыдущими моделями. На нем можно обрабатывать проволоку диаметром 9,9—25,4 мм. Конструкция пресса Multimaster имеет некоторые особенности. Инструмент расположен вертикально, что облегчает доступ к нему и обеспечивает хороший контроль во время рабочих операций. Смена и настройка инструмента очень удобны, поэтому время на их установку значительно сокращается. На прессе могут быть изготовлены за один проход детали сложной конфигурации. Жесткая конструкция пресса позволяет выполнять операции выдавливания и осадки при высокой точности размеров. Имеется передаточный механизм с индивидуальной синхронизацией и регулировкой каждого приспособления для захвата. На прессе будут выполняться выдавливание, осадка, прямое и обратное выдавливание, прошивка отверстия и обрезка заусенцев.

«Metallurgia and Metal forming», январь 1972, т. 39, № 1, стр. 26.

Чистый медный порошок из цементационной меди

Новая технология изготовления медного порошка из цементационной меди разработана фирмой US Bureau of Mines. Флотация (плавучесть) используется для отделения частиц рудной породы, не представляющих промышленной ценности, кислотное выщелачивание — для удаления остатка железа и алюминия.

Кроме этого, для получения готового медного порошка осуществляют агломерацию и размельчение (дробление). Порошки изготовляли из цементационной меди шести различных составов, содержащих 98,5—99% Cu; 0,10—0,05% Fe; 0,10—0,08% нерастворимого материала, остальное — индивидуальные включения (меньше 0,15%). Плотность и другие физические свойства получаемых порошков позволяют использовать их в промышленных целях. Оценка экономичности технологии изготовления порошка дала положительные результаты.

«Metals and Materials», январь 1972, т. 6, № 1, стр. 13.

Сверление отверстий в коленчатых валах

На заводе фирмы Triumph Motor Co, Ltd. установлены новые станки, предназначенные для сверления трех пар отверстий подачи масла в коленчатых валах легковых автомобилей. Возможна переналадка станка. Ранее сверление осуществлялось на автоматической линии сверления коленчатых валов четырехцилиндровых двигателей. В связи с ростом производства четырехцилиндровых двигателей, а также неудобством переналадки возникла необходимость создания нового оборудования для сверления. Три новых станка обслуживает один оператор, выполняющий вручную

загрузку деталей. По окончании цикла на одном станке оператор передвигает коленчатый вал на следующий станок, а новый вал подает на первый станок. После этого при помощи небольшого мощного переносного сверла оператор снимает заусенцы. Эта операция осуществляется на специальном столе, после того как коленчатый вал будет зажат небольшими тисками. От одного станка к другому заготовки передаются по подвесному конвейеру, на который оператор возвращает деталь после снятия заусенцев.

«Machinery», февраль 1972, т. 120, № 3091, стр. 204.

Газовая защита при дуговой сварке

Вследствие создания новых сварочных процессов увеличиваются трудности при выборе защитных газов, так как газовая защита выбирается в зависимости от состава основного и присадочного металла, конструкции изделия, размера шва, размера газового сопла, расстояния газового сопла от изделия, скорости сварки и т. д. Для газовой защиты используют главным образом аргон, гелий и углекислый газ либо в чистом виде, либо в смеси друг с другом или с водородом, кислородом, азотом. При добавке небольшого количества кислорода (около 5%) улучшаются горение дуги и некоторые свойства шва.

Для сварки низкоуглеродистых сталей лучше использовать углекислый газ с небольшой добавкой аргона. При использовании этой смеси улучшается качество сварки и формирование швов. Аргон не корродирует металлы, не вреден в биологическом отношении, дешевле гелия, обеспечивает высокую плотность дуги, глубокое проплавление, узкие и чистые швы. Углекислый газ можно добавлять в аргон и гелий для сварки стали, но нельзя использовать при сварке вольфрамовым электродом или при плазменно-дуговой сварке. При сварке плавящимся электродом расход защитного газа 0,56—0,85 м³/ч, при сварке вольфрамовым электродом 0,42—0,7 м³/ч. Аргон и гелий считаются лучшими газами для сварки вольфрамовым электродом, так как другие газы быстрее разрушают этот электрод. Для плазменно-дуговой сварки лучшими считаются Ar, Ar—H и Ar—He. При этом виде сварки нержавеющей стали и сплавов никеля рекомендуется использовать Ar+15% H, а для тугоплавких металлов, углеродистых и высокопрочных сталей — чистый аргон. Для низкоуглеродистых сталей рекомендуется 60—70% He+25—35% Ar+4—5% Co₂ (при сварке дугой, горящей с короткими замыканиями).

«Welding Design and Fabrication», декабрь 1971, т. 44, № 12, стр. 40—42.

РЕФЕРАТЫ СТАТЕЙ

УДК 621.43.222

Опыт применения нирезистовых вставок в цилиндрах двигателей. Григорьев М. А., Пономарев Н. Н., Шанин Е. И. «Автомобильная промышленность», 1972, № 7.

На большом экспериментальном материале проводится анализ износов цилиндров с нирезистовыми вставками и без них. Табл. 3. Рис. 6. Вибл. 11.

УДК 629.114:621.43

Оценка предельного технического состояния двигателей на основе ускоренных стендовых испытаний. Гурвич И. В., Чумак В. И., Егорова А. П. «Автомобильная промышленность», 1972, № 8.

Приведены результаты оценки предельного технического состояния сопряженных деталей двигателей по методике Горьковского автозавода. Рис. 3. Вибл. 4. Табл. 2.

УДК 629.113:62—592

Влияние неравномерности действия тормозных механизмов на тормозной путь автомобиля с антиблокировочными устройствами. Косолапов Г. М., Ревин А. А. «Автомобильная промышленность», 1972, № 8.

Рассмотрены вопросы определения тормозного пути автомобиля с различными схемами установки антиблокировочной системы в условиях неравномерного действия тормозных механизмов. Описана экспериментальная установка. Рис. 3.

УДК 629.113.014.51

Травмобезопасное рулевое управление автомобиля «Москвич». Немцов Ю. М., Межевич Ф. Е., Андронов М. А., Егоров В. И., Саввушкин Е. С., Шнигарев Ю. Д., Веселов А. И., Вейгерровский В. В. «Автомобильная промышленность», 1972, № 8.

Приводится классификация травмобезопасных рулевых управлений по принципу их действия и способам энергопоглощения, а также описание травмобезопасного рулевого управления автомобиля «Москвич-412». Рис. 7. Вибл. 3.

УДК 629.113.012.1

Некоторые особенности автомобиля с задней управляемой осью. Аксенов П. В. «Автомобильная промышленность», 1972, № 8.

На основании аналитического рассмотрения неустановившегося поворота и экспериментальных данных показаны особенности движения автомобиля с задней управляемой осью. Дополнительная задняя управляемая ось наряду с улучшением показателей поворотливости снижает устойчивость автомобиля при прямолинейном и криволинейном движении, усложняет управление автомобилем. Приводятся некоторые рекомендации по устранению недостатков автомобилей с задней управляемой осью. Рис. 3. Вибл. 3.

УДК 621.43.01:534.62-254

Экспериментальная проверка простейшей теории автоколебаний управляемых колес. Крылов О. В. «Автомобильная промышленность», 1972, № 8.

Дается сравнение результатов эксперимента, проведенного на автомобиле ЗИЛ-157К, с теоретическим расчетом по формулам, предлагавшимся ранее автором. Полученные результаты подтверждают правильность основных предположений в упрощенной постановке задачи об автоколебаниях, которая достаточно полно описывает такое сложное явление, как шимми. Рис. 5. Вибл. 2.

УДК 621.43:62.529

Исследование и устранение высокочастотных вибраций, возникающих при работе колесных тормозных механизмов. Дюбек К. Л., Левин И. А., Гапоян Д. Т. «Автомобильная промышленность», 1972, № 7.

Изложены результаты исследований колебательной системы, которую образует барабанный тормозной механизм при вибрации автомобильных тормозов. Рис. 3. Вибл. 4.

УДК 629.114.3.843.6

Исследование маневровых качеств длиннобазного прицепа. Зисман Л. М., Гинцбург Л. Л. «Автомобильная промышленность», 1972, № 7.

Определяются экспериментальным и теоретическим путем, параметры траектории длиннобазного прицепа для различной стесненности дорог. Рис. 1.

УДК 629.113.073

Стабилизаторы поперечной устойчивости транспортных средств с балансирной подвесной. Гольд Б. В., Бромберг Г. В. «Автомобильная промышленность», 1972, № 8.

Приводятся конструктивные схемы стабилизаторов поперечной устойчивости с анализом их влияния на плавность хода транспортных средств против опрокидывания. Рис. 4. Вибл. 4.

УДК 621.43:629.1.049

Конструирование зеркал заднего вида автомобиля с помощью ЭЦВМ. Проценко В. В. «Автомобильная промышленность», 1972, № 8.

Предлагается перечень вводимых данных и расчетные формулы определения конструктивных размеров зеркал заднего вида с помощью ЭЦВМ. Рис. 1. Вибл. 2.

УДК 621.74:669.14.001.4

Сталь низкой прокаливаемости для фасонного литья. Демидова Т. Г., Матвеев Н. А., Зинченко В. М. «Автомобильная промышленность», 1972, № 8.

Приводятся варианты раскисления и модифицирования, которые обеспечивают получение сталей, обладающих более высокой жидкотекучестью и механическими свойствами. Табл. 4. Рис. 3. Вибл. 5.

УДК 629.113.002.3:669.714

Рафинированный вторичный сплав АМО 1-20 для изготовления автомобильных вилладей. Кимстач Г. М., Корякин Г. И., Яхнин Н. А., Попов А. Б., Хренов В. П., Житарова З. И., Киселев Н. А., Чуланова К. Г. «Автомобильная промышленность», 1972, № 8.

Разработан и внедрен технологический процесс приготовления рафинированного вторичного сплава АМО 1-20 из шихты, состоящей из 100% отходов, и использования в производстве без предварительной разливки в чушки и их переплавки. Табл. 1. Вибл. 4.

УДК 621.43.066.3.002.2

Применение поверхностного пластического деформирования при производстве клапанов дизелей ЯМЗ. Вунтов В. Н., Новиков А. Б., Петухов Б. А. «Автомобильная промышленность», 1972, № 8.

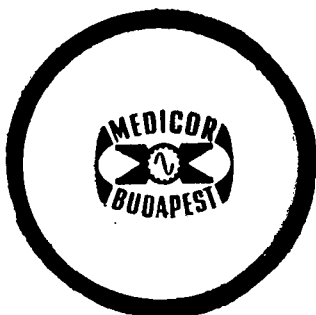
Описан технологический процесс обкатывания стержня и рабочей фаски головки клапанов с целью получения стабильной чистоты поверхностей, а также упрочнения канавок для повышения усталостной прочности. Рис. 5.

НОВИНКА!

Автомобильный ионизатор «БИОН-78» работает от аккумулятора автомобиля и создает в кабине необходимый микроклимат.

Он повышает работоспособность водителя и снижает усталость, а следовательно, способствует предупреждению аварий и несчастных случаев.

Выпускает и экспортирует ионизатор Объединение заводов «Медикор» ВНР



Москва, ул. Воровского, 21

Бюро Торгового Советника ВНР в СССР,

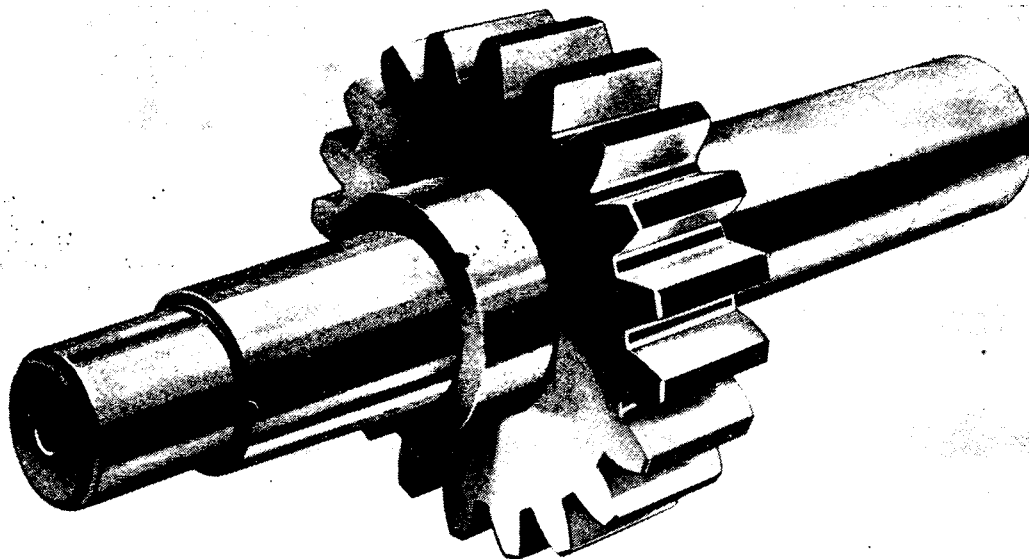
Московская контора О/З «Медикор»

Тел.: 291-37-94 и 202-49-88

Запросы на проспекты и их копии просим направлять по адресу: Москва, К-31, Кузнецкий мост, 12. Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР

Заявки на приобретение товаров иностранного производства направляются организациями министерствам и ведомствам, в ведении которых они находятся

Станкостроительная промышленность Германской Демократической Республики



Зубошлифовальный станок, работающий методом обкатки, для цилиндрического зацепления ZSTZ 315D в трех вариантах:

1. Без автоматического рабочего цикла —
— подача на шлифование и новый проход шлифования должны осуществляться от руки.
2. С автоматическим рабочим циклом —
— подача на шлифование и начало нового прохода осуществляются путем программного управления; максимально можно запрограммировать шесть проходов.
3. С автоматическим рабочим циклом и автоматической подачей и отводом —

— подача на шлифование и число проходов программируются; положение впадин вновь поступающей заготовки на шлифовальный круг определяется фиксирующим приспособлением; после этого заготовка автоматически закрепляется

Все три варианта используются по выбору с однопрофильным или двухпрофильным шлифованием для шлифования высокоточных прецизионных колес и для одновременного шлифования левого и правого профилей зуба в одном направлении обката

Посетите нас, пожалуйста, на осенней Лейпцигской ярмарке с 3 по 10 сентября 1972 г., павильон 20.



WMW—Export—Import
Volkseigener Außenhandels-
betrieb der Deutschen Demo-
kratischen Republik DDR—
104, Berlin, Chausseest-
raße, 111/112

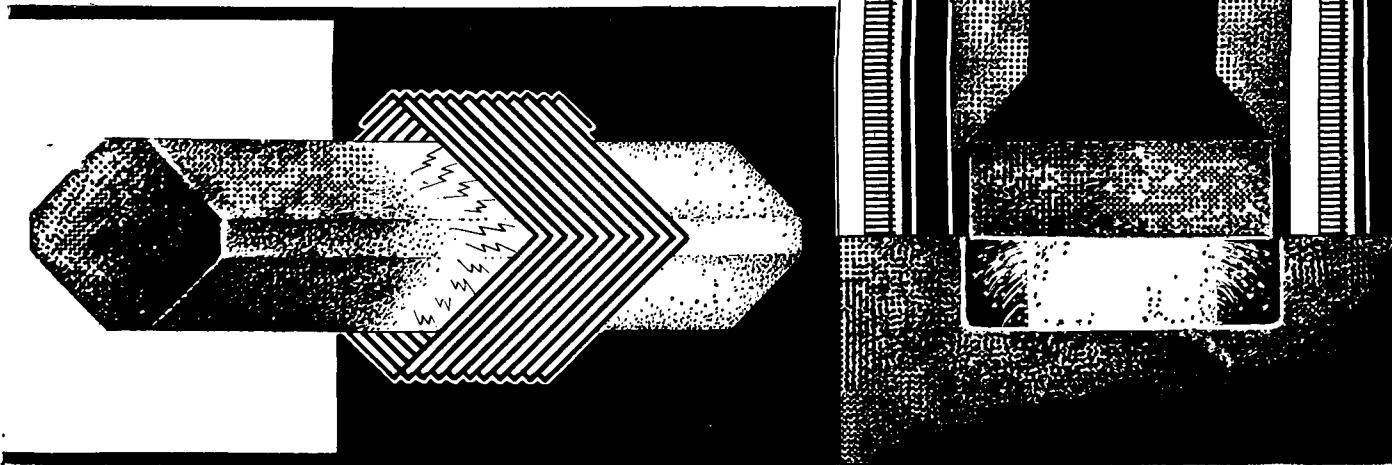
VEB Werkzeugmaschinenkom-
binat „7 Oktober“ Berlin
Kombinatsbetrieb „7 Oktober“
Berlin — Weißensee

Торгпредство ГДР в СССР,
Отдел «Стайки»
Москва, ул. Донская, 18/7
Телефон: 236-01-20

Запросы на проспекты и их копии просим направлять по адресу: Москва, К-31, Кузнецкий мост, 12. Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР.

Заявки на приобретение товаров иностранного производства направляются организациями министерствам и ведомствам, в ведении которых они находятся.

**Кузнечные установки с применением
индукционного нагрева
преобладают в современном
производстве**



Это происходит потому, что возрастающие требования к экономике и качеству заготовок не обеспечиваются газовым обогревом, обогревом углем и жидким топливом. Наши кузнечные установки с применением индукционного нагрева высокой частоты всегда готовы к эксплуатации, они просты в обслуживании и обеспечивают равномерный обогрев заготовок. Есть еще ряд других преимуществ: короткое время нагрева, незначительное окалинообразование, большой срок службы инструмента, небольшая доля брака. Все поковки отличаются значительным сохранением заданных размеров. Установкам не требуется больших площадей. Улучшены условия труда. Решающим фактором является то, что установки легко спариваются с ковочными прессами и автоматическими устройствами. Все это дает возможность применять их в автоматических линиях.



Kombinat VEB LEW
VEB Inducal Göllingen
DDR—4731 Göllingen

Elektrotechnik
EXPORT-IMPORT
VOLKSEIGENER AUSSENHANDELSBETRIEB DER
DEUTSCHEN DEMOKRATISCHEN REPUBLIK
DDR 102 BERLIN-ALEXANDERPLATZ
HAUS DER ELEKTROINDUSTRIE

Торговое представительство
ГДР в СССР, ул. Димитрова,
31, г. Москва

Запросы на проспекты и их копии просим направлять по адресу: Москва, К-31, Кузнецкий мост, 12. Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР.

Заявки на приобретение товаров иностранного производства направляются организациями министерствам и ведомствам в ведении которых они находятся.



Красители из Лейпцига

Они украшают и сохраняют свойства изделий во всем мире. В нашу экспортную программу входят как традиционные красители, так и новейшие лаки для специальных целей, например:

- для окраски автомобилей
- для широкого потребления
- для защиты от коррозии
- для различных емкостей

Посетите наш стенд на выставке «Сельхозтехника—72» в Москве с 6 по 20 сентября в парке «Сокольники», павильон 4, стенд внешне-торговой организации ХЕМИ-ЭКСПОРТ-ИМПОРТ. Мы охотно дадим Вам информацию и консультацию!



® VEB Farben- und Lackfabrik Leipzig

DDR-7033 Leipzig, Franz-Flemming-Str. 15

ГЕРМАНСКАЯ ДЕМОКРАТИЧЕСКАЯ
РЕСПУБЛИКА

Посетите наш стенд на осенней Лейпцигской ярмарке с 3 по 10 сентября 1972 г. в павильоне «Дрезднер Хоф»



ИНФОРМАЦИЮ
ОБ ЭКСПОРТЕ
МОЖНО ПОЛУЧИТЬ:

CHEMIE-EXPORT-IMPORT

DDR—1055 Berlin, Storkower Str. 133

Telek: 011 2171 ahbc dd

Импорт в СССР осуществляется Всесоюзным объединением «Союзхимэкспорт»

Запросы на проспекты и их копии просим направлять по адресу: Москва, К-31, Кузнецкий мост, 12. Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР.

Заявки на приобретение товаров иностранного производства направляются организациями министерствам и ведомствам, в ведении которых они находятся.



Büromaschinen — Export GmbH Berlin

DDR — 108, Berlin, Friedrichstraße, 61

ГЕРМАНСКАЯ ДЕМОКРАТИЧЕСКАЯ РЕСПУБЛИКА



Применять ЗЕМТРОН 385 — рационально и эффективно

Если Вы хотите получить максимальную эффективность, пользуйтесь электронной обработкой данных и надежными автоматами для сбора и оценки информации. Используйте ЗЕМТРОН 385 — электронный бухгалтерский автомат, который без усилий, быстро и надежно решит все Ваши проблемы.

- ЗЕМТРОН 385 —
- это автоматизация
- это максимальная эффективность
- это производственная мощность

Применяется ЗЕМТРОН 385 в различных областях. Он оборудован электрическим печатающим устройством, счетным устройством на транзисторах, одним или двумя устройствами для чтения и набивки перфоленг при вводе и выводе информации на алфавитно-цифровых перфоленгах.

Работайте рационально и с высокой эффективностью! Рациональности способствует электроника. Максимальную эффективность дает ЗЕМТРОН 385

Запросы на проспекты и их копии просим направлять по адресу: Москва К-31, Кузнецкий мост, 12. Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР
Заявки на приобретение товаров иностранного производства направляются организациями министерствам и ведомствам, в ведении которых они находятся