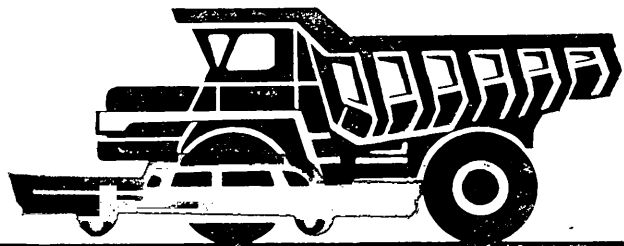


А

**АВТОМОБИЛЬНАЯ
ПРОМЫШЛЕННОСТЬ**

1980

10



СОДЕРЖАНИЕ

- А. И. Титков, В. А. Фаустов, Е. А. Устинов — Автомобилестроение в завершающем году 10-й пятилетки 1

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

- Б. Ф. Лаптев — Величина производственных запасов комплектующих изделий и потребность в производственной таре 3

ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ

- Г. М. Савельев, Е. Н. Зайченко, М. П. Лоцманов, В. Б. Клименков, Б. Ф. Лямцев, В. В. Таммор — Исследование эффективности жидкостно-воздушных теплообменников 5
В. И. Андреев, В. Л. Чумаков — Исследование распределения смеси по цилиндрам форкамерного двигателя 6
М. А. Григорьев, Б. М. Бунаков, В. С. Дмитренко, А. И. Катаев, В. В. Кокорин — К вопросу оптимизации удельных емкостей систем смазки дизелей 9

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

- И. А. Фисенко — Выбор систем регулирования давления в главной масляной магистрали гидромеханических передач легковых автомобилей 11
А. Н. Нарбут, А. А. Никитин, А. И. Архипов, В. В. Илюшин — К оценке нагружающих свойств клиноременных вариаторов 13
В. А. Трегубов, В. А. Сытай, Н. С. Плишко, В. С. Замыцкий, А. С. Громадский — Снижение вибронегруженности рабочего места водителя автомобиля большой грузоподъемности 15
Н. М. Кислицин, С. А. Белов, Ю. В. Максимов — К вопросу о долговечности шин 16
И. И. Водяник — Выбор моделей для аналитического описания взаимодействия пневматической шины с дорогой 18
Д. Ф. Фортунков — Исследование стабилизирующих моментов управляемых колес автомобиля 19
В. П. Хохряков, Б. Н. Хохряков — Вентиляция салона автомобиля ВАЗ-2121 с центробежно-роторным пылеотделителем 21
С. В. Платонов — Влияние некоторых конструктивных и эксплуатационных факторов на производительность автомобиля 23
С. Я. Марголис — Стенд для определения характеристик подвески, влияющих на управляемость легковых автомобилей 25

ТЕХНОЛОГИЯ

- Л. И. Богданович, И. И. Ерина — Спектральный метод экспрессного анализа легированных сталей 26
И. Л. Оборский, А. С. Зенкин, К. М. Хазанкина, В. Н. Оболенский — Влияние низкотемпературного охлаждения на спеченные материалы 27
И. В. Матвеев, А. З. Исагулов, А. Б. Юсуфович — Реологические исследования формовочных смесей 28

ИНФОРМАЦИЯ

- А. Л. Сергеев, А. Н. Симаков — Семинар по гидромеханическим передачам автомобилей 30
В. А. Ануфриев, В. И. Сальников, Р. К. Фотин — Роль буферов в обеспечении безопасности автомобиля 32
Г. М. Багров, Б. П. Малышенко — Некоторые вопросы развития кузовов легковых автомобилей 34
А. И. Рябчинский, М. Д. Ширяев, В. В. Сахарчук — Методика испытаний кабин грузовых автомобилей в Швеции 36
Новости в технологии машиностроения за рубежом 38
Рефераты статей 39
Памяти Константина Андреевича Шарапова 40

Главный редактор Е. А. БАШИНДЖАГЯН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

Автомобилестроение в завершающем году 10-й пятилетки

А. И. ТИТКОВ, В. А. ФАУСТОВ, Е. А. УСТИНОВ

Министерство автомобильной промышленности

В ЗАВЕРШАЮЩЕМ году 10-й пятилетки работа производственных и всесоюзных промышленных объединений, предприятий и организаций отрасли проходит в условиях борьбы трудовых коллективов за успешное выполнение планов текущего года и пятилетки в целом.

Основу работы отрасли составляют решения июньского (1980 г.) Пленума ЦК КПСС, положения и выводы, содержащиеся в речи на Пленуме Генерального секретаря ЦК КПСС, Председателя Президиума Верховного Совета СССР товарища Л. И. Брежнева.

Автомобилестроителями за четыре года пятилетки обеспечен прирост выпуска промышленной продукции на 37% вместо 31,5% по плану, а производительность труда возросла на 29,5% при плане 26%.

В эти годы введены в строй действующих первая очередь Камского комплекса заводов и связанные с ним Завод по производству автосамосвалов, г. Нефтекамск, Ставропольский завод автоприцепов, Октябрьский экспериментально-опытный завод НИИавтоприборов, Ярославский завод дизельной аппаратуры и др. В значительных объемах велось строительство заводов по производству прицепов большой грузоподъемности и прежде всего Орского завода тракторных прицепов. В подшипниковой промышленности создавались крупные мощности на ГПЗ-23 и ГПЗ-16, а также на вновь строящихся Луцком и Пензенском подшипниковых заводах.

Значительная работа ведется в отрасли по созданию и освоению новой автомобильной техники. Основные направления этой работы — дизелизация автомобилей, создание автопоездов большой грузоподъемности с прицепами и полуприцепами повышенной грузоподъемности и сниженной массы, а также более экономичных легковых автомобилей, повышение ресурса и надежности автомобилей и двигателей.

Московский автозавод им. И. А. Лихачева перешел на выпуск автомобилей-тягачей ЗИЛ-130-76 грузоподъемностью 6 т (вместо 5 т) и начал производство грузовых автомобилей ЗИЛ-133 грузоподъемностью 10 т с дизелем КамАЗ. Горьковский автозавод приступил к производству более совершенных моделей ГАЗ-52 и ГАЗ-53. ПО «БелавтоМАЗ» им. 60-летия Великого Октября освоило серийный выпуск автомобилей-самосвалов грузоподъемностью 75 т и в небольшом количестве — автопоездов-углевозов грузоподъемностью 120 т. Минский автозавод начал выпуск первых промышленных партий

автопоездов грузоподъемностью 30—32 т, предназначенных для международных и междугородных перевозок. Первую партию новых автомобилей высокой проходимости грузоподъемностью 7 т выпустит в 1980 г. Кременчугский автозавод им. 60-летия Советской Украины.

В конце 1979 г. Запорожский автозавод «Коммунар» перешел на выпуск модернизированного легкового автомобиля ЗАЗ-968М и всех его модификаций. Волжский автозавод им. 50-летия СССР освоил производство принципиально новой модели ВАЗ-2121 «Нива» для тружеников села. Эта модель сочетает в себе комфортабельность легкового автомобиля и проходимость вездехода. Начат выпуск новых городских автобусов с дизелями на Львовском автобусном заводе им. 50-летия СССР и автомобилей высокой проходимости с дизелем на Уральском автозаводе.

Крупным событием в отрасли является освоение Камским объединением по производству большегрузных автомобилей выпуска грузовых автомобилей с бортовой платформой и тягачей для работы в составе автопоездов грузоподъемностью 14—16 т с полуприцепами, освоенными на Красноярском и Ставропольском заводах автоприцепов, а также выпуск автомобилей-самосвалов грузоподъемностью 10 т на Заводе по производству автосамосвалов, г. Нефтекамск.

Большая работа проводится в отрасли по техническому перевооружению предприятий и в связи с этим неуклонно расширяется собственное станкостроение.

В соответствии с решениями XXV съезда КПСС предприятия и организации отрасли работают над дальнейшим повышением надежности и долговечности автомобилей, с увеличением их пробега в 1,3—1,5 раза. В 1980 г. по сравнению с 1975 г. планируется увеличить, например, долговечность автомобиля ГАЗ-53 до 250 тыс. км пробега. По автомобилям ЗИЛ-130, КраЗ-257, автобусам ЛиАЗ, ПАЗ, КЛвЗ в 1979 г. был достигнут ресурс, запланированный на 1980 г. В целом за 1975—1980 гг. долговечность легковых автомобилей предусматривается увеличить на 15—20%.

Необходимая эффективность грузовой автотранспортной техники была практически реализована созданием производства прицепов и полуприцепов на Красноярском и Ставропольском заводах автоприцепов. С вводом их в строй действующих выпуск прицепов увеличился на 70%, а полуприцепов — в 2 раза. Средняя грузоподъемность автомобилей в

1980 г. составит 5,4 т против 4,3 т в 1970 г., а с учетом прицепов — 6,3 т против 4,8 т. Суммарная грузоподъемность автотранспортной техники в 1980 г. превысит уровень 1970 г. в 1,9 раза.

Энерговооруженность грузовых автомобилей за годы 10-й пятилетки возросла в 1,2—1,5 раза. Удельная мощность автомобиля поднимется до 8,8—11,0 кВт/т, а автопоездов до 5,1—5,8 кВт/т.

Благодаря созданию массового производства дизелей КамАЗ стала возможной их установка на автомобили ЗИЛ-133 и «Урал-1320». Это позволило поднять уровень дизелизации в 10-й пятилетке более чем в 2 раза: с 10% в 1975 г. до 21% в 1980 г.

Повышение надежности, долговечности, качества автомобилей и двигателей будет способствовать снижению нормативной потребности в запасных частях для них на 5—7% и для прицепов на 9—26%.

Завершаются опытно-конструкторские работы по снижению массы автомобилей: ГАЗ-53А — на 100 кг, ЗИЛ-130 — на 150 кг, МАЗ-503А и КраЗ-256 — на 500 кг. Эти и ряд других мероприятий по совершенствованию конструкций автомобилей будут способствовать снижению расхода металлопроката в отрасли на 5—7% от потребности на пятилетие.

Выполняя указания партии и правительства о необходимости постоянного внимания к вопросам экономии всех видов энергоресурсов, предприятия отрасли разрабатывают новые модели и модификации дизелей с высокими технико-эксплуатационными показателями. Эта работа осуществляется в соответствии с государственными стандартами, ограничивающими выброс вредных веществ и дымность отработавших газов, а также уровень внешнего и внутреннего шума, и требования по безопасности конструкции. Разрабатываются новые карбюраторы, обеспечивающие пониженную токсичность отработавших газов двигателей и системы их рециркуляции.

Продолжаются работы, направленные на использование в качестве топлива различных смесей, в том числе спиртовых, бензоводородных и др., что также обеспечит значительное снижение расхода топлива нефтяного происхождения и токсичности отработавших газов.

Большое внимание уделяется созданию электромобилей.

Планом опытно-конструкторских работ в 1980 г. предусматривается выполнение 200 заданий по созданию новой и модернизации выпускаемой автомобильной техники, в том числе 15 заданий связаны с программами работ Госкомитета по науке и технике. К ним относятся доводка конструкций новых грузовых автомобилей и автопоездов БелАЗ, КраЗ, ЗИЛ, КамАЗ, двигателей ЯМЗ и основных типов специализированного транспорта.

Важной работой является создание для нужд сельского хозяйства автопоездов «Урал» типа 6×6 и 8×8 грузоподъемностью соответственно 14 и 17 т, а также автопоездов КАЗ типа 4×4 грузоподъемностью 11 т. Предусматривается разработка автопоездов ГАЗ с дизелем воздушного охлаждения, а также семейства дизелей воздушного охлаждения «Урал», семейства перспективных автобусов и другой техники, подлежащих освоению в 11-й пятилетке.

В 1980 г. намечен выпуск первых промышленных партий новой и модернизированной автомобильной техники 32 моделей и модификаций. Это обеспечит дальнейшее повышение технического уровня выпускаемой продукции.

Работа по созданию новых автомобилей большой грузоподъемности и модернизации выпускаемых моделей позволила в 1976—1979 гг. повысить среднюю грузоподъемность парка автомобилей с 4,51 до 4,72 т, что привело к снижению удельного расхода топлива со 116 до 103 г/т·км. В результате за четыре года пятилетки фактическая экономия топлива составила 12,4 млн. т.

Для повышения уровня конструкторских разработок автомобильной техники и создания задела на перспективу предусматривается проектирование новых изделий и организация их серийного производства до начала массового выпуска с тем, чтобы доводку конструкций осуществлять по результатам широких эксплуатационных испытаний больших партий автомобилей. В этих целях в отрасли намечается дальнейшее укрепление ряда экспериментальных цехов и лабораторных баз, а также создание цехов мелких серий на основе имеющегося на заводах оборудования, с дополнительным оснащением их современными станками, преимущественно с программным управлением. Наряду с автомобильными заводами такую работу должны выполнять предприятия, производящие узлы, агрегаты и приборы, с тем, чтобы обеспечить намеченный на ближайшее время выпуск мелких серий новых моделей автомобильной техники.

Большие задачи предостоят решить по обеспечению максимально быстрого освоения и использования производственных

мощностей. Это прежде всего относится к заводам Камского комплекса и его заводам-смежникам. Скорейшее завершение строительства второй очереди автозавода, а также заводов в Нефтекамске, Красноярске, Старополе имеет решающее значение для эффективного использования основных средств в автомобилестроении.

Ввод второй очереди Камского комплекса к XXVI съезду партии и полное освоение мощностей в 11-й пятилетке — важнейшая задача отрасли.

Предприятия и организации отрасли продолжают работы по дальнейшей экономии металлопроката на базе внедрения новых, более прогрессивных технологических процессов. Большая роль в экономии металла принадлежит малоотходной технологии, которую следует шире внедрять в производство. В этой области отрасль уже имеет положительный опыт, в частности, по холодной объемной штамповке втулок и пальцев, штамповке шестерен с зубьями, изготовлению литых штампов и др.

Вместе с тем вопрос об экономии проката остается еще напряженным. К началу 1980 г. рядом всесоюзных промышленных и производственных объединений не введены в действие нормы расхода проката черных металлов и других материалов, обеспечивающих выполнение установленных на 1980 г. заданий по их среднему снижению. Осуществляемые в 1980 г. мероприятия должны обеспечить существенное повышение коэффициента использования металла. Следует обратить особое внимание на экономию металла при использовании проката в кузнечном и листоштамповочном производствах.

Задания по экономии металлопроката должны осуществляться главным образом путем внедрения мероприятий по малоотходной технологии, широкого применения проката улучшенного качества и экономичных профилей (по опыту Московского автозавода им. И. А. Лихачева, Мелитопольского моторного завода, Кременчугского автозавода им. 50-летия Советской Украины, Уральского автозавода и др.), а также путем мобилизации имеющихся в отрасли резервов экономии проката.

Задания по экономии металла в 11-й пятилетке будут более напряженными. Поэтому уже сейчас необходимо закончить разработку важнейших конструкторских, технологических и организационных мероприятий, направленных на экономию материалов.

В отрасли продолжается работа по рациональному использованию отходов материалов. В ПО «ГАЗ», «ЗИЛ», «АвтоВАЗ» созданы специальные подразделения по переработке и использованию отходов. Большой интерес представляет опыт НПО «Тулачермет» по изготовлению проката из перерабатываемых отходов листовой штамповки. Металлургическим службам необходимо полнее использовать в литейном производстве отходы в виде стружки, в связи с чем следует внимательно изучить отечественный и зарубежный опыт в этой области.

Известно, что основным критерием развития народного хозяйства является эффективность производства. Наиболее обобщающий ее показатель — себестоимость выпускаемой продукции. Несмотря на напряженную работу отрасли, темпы снижения затрат на 1 руб. товарной продукции являются неудовлетворительными: за 1979 г. снижение составило всего 0,02%. На 1980 г. отрасли установлено задание по снижению затрат на 1 руб. товарной продукции в размере 0,8% с учетом экономии от всех мероприятий по повышению технического уровня производства. Это вполне реальное задание.

Для выполнения плана 1980 г. по снижению себестоимости продукции необходимо, во-первых, всем заводам в короткие сроки закончить разработку техпромфинпланов и взять их выполнение под систематический контроль; во-вторых, обеспечить нормативное снижение материальных и трудовых затрат, резкое сокращение отходов в производстве, потерь от брака и других непроизводительных расходов и, наконец, ускорить освоение введенных мощностей на новых заводах и объектах и на этой основе значительно снизить себестоимость выпускаемых изделий.

Для повышения эффективности работы отрасли решающим фактором является рост производительности труда, в том числе за счет сокращения доли ручного труда и рациональной организации рабочих мест. В 1979 г. план по росту производительности труда в отрасли успешно выполнен.

Учитывая сложившуюся в стране демографическую ситуацию, решение стоящих перед объединениями и предприятиями отрасли актуальных задач в 1980 г. и особенно в 11-й пятилетке должно быть обеспечено без существенного увеличения численности работающих, в основном за счет повышения производительности труда на базе технического перевооружения и использования внутренних резервов.

Одним из путей роста производительности труда является постоянное сокращение использования ручного труда. Если

основном производстве доля ручного труда резко сокращена в результате механизации и автоматизации процессов, то на вспомогательных, погрузочно-разгрузочных и транспортно-складских работах она до сих пор значительна. Много ручного труда на распределительно-комплектовочных работах, при ремонте оборудования и приборов, на контрольных операциях, сборочных работах, в окрасочном производстве, на ряде операций в литейных цехах.

Для повышения производительности труда большое значение имеет внедрение более обоснованной организации рабочих мест, а также широкое распространение бригадной формы организации труда по опыту Волжского автозавода им. 50-летия СССР. Масштабы и темпы проводимой в этом направлении работы пока развертываются в отрасли медленно.

Улучшение организации рабочих мест на предприятиях должно включать меры по совершенствованию трудовых процессов: многостаночное обслуживание, совмещение профессий, бригадную форму работ, а также внедрение типовых проектов организации труда и обслуживания рабочих мест в сочетании с эффективными системами материального и морального стимулирования рабочих.

Повышение эффективности работы в отрасли зависит также от улучшения использования производственных фондов. Следует шире внедрять более прогрессивные и одновременно менее фондоемкие методы обработки деталей: холодное объемное выдавливание, штамповку с формообразованием зубьев, пластическое деформирование, штамповку с растяжением-обтяжкой и др. Заслуживает внимания, например, внедренный на Заволжском моторном заводе им. 50-летия СССР процесс холодной высадки фасонной заготовки вместо обработки на токарных автоматах, что позволило увеличить фондоотдачу в 1,7 раза. Положительный опыт такой работы имеют производственные объединения «ЗИЛ», «Москвич», «АвтоУАЗ», «АвтоКрАЗ», «БелавтоМАЗ» им. 60-летия Великого Октября и ряд других.

Большие задачи стоят перед отраслью по быстрейшему использованию неустановленного оборудования, имеющегося на складах предприятий, особенно автоматических линий. Скорейший пуск этого оборудования мог бы резко повысить производительность труда и поднять фондоотдачу на предприятиях.

Весьма актуальным остается вопрос рационального использования в производстве топливно-энергетических ресурсов. Большое внимание, кроме того, этому вопросу уделяют на Волжском автозаводе им. 50-летия СССР, Автозаводе им. Ленинского комсомола, Уральском автозаводе, Львовском автобусном заводе, на Первом и Втором государственных подшипниковых заводах. Так, в результате использования мятого пара от молотов, тепла отходящих газов и других меро-

приятий на Московском автозаводе им. И. А. Лихачева ежегодно экономится 160 тыс. Гкал теплоэнергии и более 3,5 млн. м³ природного газа. Этот опыт следует распространить и на другие предприятия.

Учитывая ограниченные лимиты расхода электроэнергии и задание по дополнительной экономии топлива, необходимо принять меры по максимальной экономии и предотвращению непроизводительных потерь топлива, электрической и тепловой энергии, строжайшему соблюдению установленных норм и лимитов их потребления. Особое внимание следует обратить на использование вторичных топливно-энергетических ресурсов.

Важное значение для экономии ресурсов имеет модернизация и замена устаревших машин и оборудования с высокими удельными энергозатратами (например, вагранок в литейном производстве) на новое технологическое оборудование с меньшими удельными энергозатратами, а также создание печей с повышенным КПД.

На ноябрьском (1979 г.) пленуме ЦК КПСС была поставлена задача по улучшению работы железнодорожного транспорта, значительную помощь которому могут оказать автомобилестроители. Эффективность проводимой работы непосредственно зависит от технического уровня выпускаемых транспортных средств, их производительности и надежности. Поэтому в отрасли постоянно работают над модернизацией автомобилей, улучшением их эксплуатационных характеристик, надежности и безопасности. За годы 10-й пятилетки создано более 130 типов специализированных автомобилей для различных отраслей народного хозяйства, более чем в 2 раза расширена номенклатура специализированной автомобильной техники для нужд сельского хозяйства.

В отрасли получают дальнейшее развитие прогрессивные формы работы, в частности, система Волжского автозавода им. 50-летия СССР, на которую в настоящее время перешли девять предприятий. Освоение и внедрение этой системы осуществляется еще на 12 предприятиях, где заканчивается доработка отдельных элементов системы по централизации функциональных и вспомогательных служб.

В отрасли имеются значительные резервы. Чтобы выявить их и рационально использовать, необходимо постоянно совершенствовать систему управления отраслью, укреплять трудовую и плановую дисциплину, улучшать контроль за выполнением заданий партии и правительства, повышать ответственность за порученное дело.

Использование различных форм организационной, политической и идеологической работы, улучшение работы с кадрами, всемерное развитие социалистического соревнования за успешное выполнение пятилетки и достойную встречу XXVI съезда КПСС — все это способствует успешному выполнению отраслью завершающего года 10-й пятилетки.



УДК 621.796:658.78

Величина производственных запасов комплектующих изделий и потребность в производственной таре

Б. Ф. ЛАПТЕВ
УНИПТИМАШ

СРЕДИ ФАКТОРОВ, влияющих на скорость протекания перевозочного процесса (рис. 1) и, следовательно, на скорость оборота производственной тары при межзаводских перевозках, наибольшее значение имеет величина производственных запасов на заводе-потребителе, которая связана с величинами транспортных партий. Величины транспортных партий влияют на размеры складских запасов, ритмичность работы предприятия и многие технико-экономические показатели.

При оптимизации величин транспортных партий одновременно следует оптимизировать величины складских запасов, что
1* Зак. 480

приведет к оптимизации потребности в оборотной таре для хранения этих запасов.

Для определения зависимости между величинами запасов и потребностью в многооборотной таре рассмотрим совокупный запас комплектующих изделий, который складывается из суммы запасов у поставщика, в пути и у потребителя. Допустим, что изделие изготавливается одним заводом-поставщиком и потребляется также одним заводом-потребителем. В практике такие случаи встречаются редко, но если представить идеальную равномерность в производстве и потреблении комплектующих изделий, идеальные условия работы кооперирую-

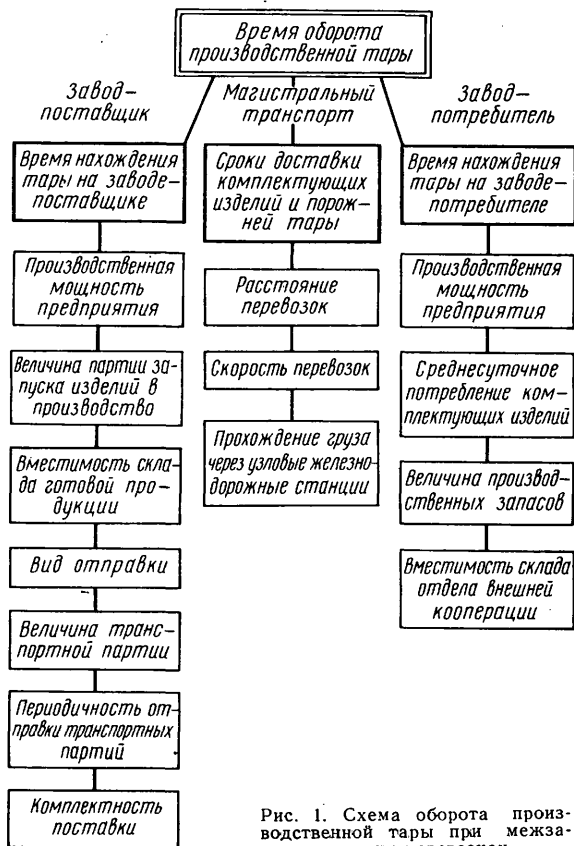


Рис. 1. Схема оборота производственной тары при межзаводских перевозках

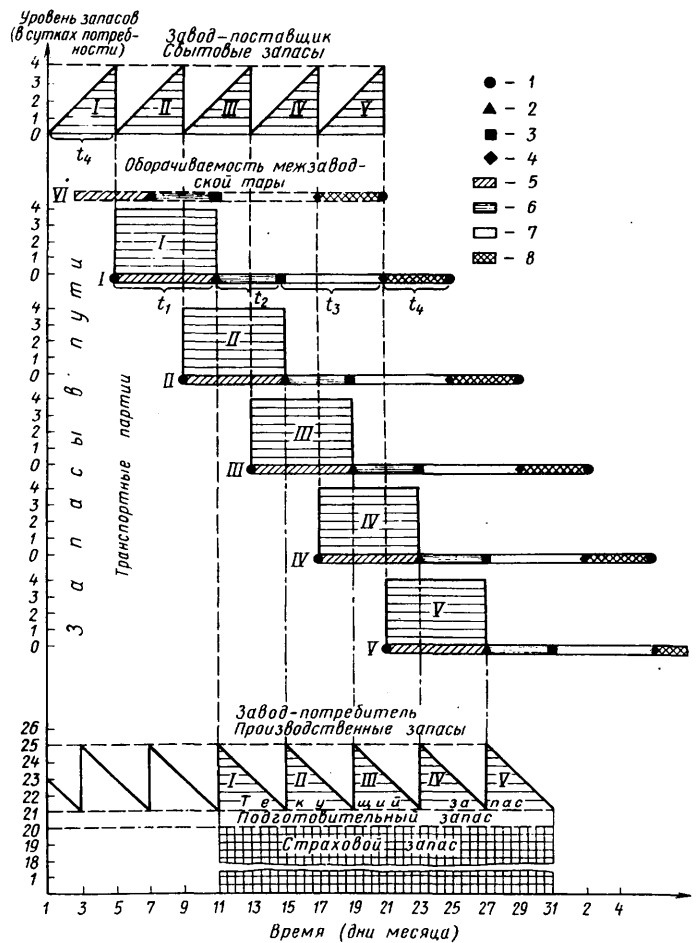


Рис. 2. График времени оборота производственной тары:

I—VI — транспортные партии; 1 — день отправки изделий в тару с завода-поставщика; 2 — день получения изделий в тару заводом-потребителем; 3 — день отправки порожней тары заводу-поставщику; 4 — день прибытия порожней тары на завод-поставщик; 5 — время t_1 нахождения изделий в пути; 6 — время t_2 нахождения тары на заводе-потребителе; 7 — время t_3 нахождения порожней тары в пути; 8 — время t_4 нахождения тары на заводе-поставщике

Для примера рассмотрим оборачиваемость межзаводской тары в описанных выше условиях (рис. 2). Складские запасы на заводе-поставщике (сбытовые запасы), а также находящиеся в пути (транспортные запасы) и на заводе-потребителе (производственные запасы) выразим не в натуральных единицах (штуках, комплектах), а в среднесуточной потребности в комплектующих изделиях, необходимых заводу-потребителю для бесперебойной работы сборочных конвейеров.

Известно, что ленточные графики оборачиваемости межзаводской тары облегчают управление движением тары и позволяют постоянно следить за ее местонахождением. Например, если перевозки осуществляются в железнодорожном вагоне, где размещается 56 ед. производственной тары 1-1-120-80-50-1,00 по ГОСТ 14861—74, то, восстановив перпендикуляр на оси «Время», можно узнать, где и в каком количестве находится производственная тара на любое число рассматриваемого месяца (рис. 2).

Допустим, требуется узнать положение с перевозками на 18-е число. Восстановив перпендикуляр через соответствующую точку оси абсцисс (рис. 2), получим:

а) тара транспортной партии VI (56 ед.) за предыдущий месяц находится на заводе-поставщике, и на складе сбыта уже накапливается тара с изделиями (четвертая часть, $56 \times 1/4 = 14$ ед.), предназначенными для транспортной партии V;

б) порожняя тара транспортной партии I (56 ед.) 15-го числа была отправлена заводом-потребителем и находится на полпути к заводу-поставщику;

в) порожняя тара транспортной партии II накапливается на заводе-потребителе (освободилось три четвертых части тары, $56 \times 3/4 = 42$ ед.) и через сутки, 19-го числа, должна быть отправлена заводу-поставщику (56 ед.);

г) производственная тара транспортных партий IV и III, заполненная изделиями ($56 + 56 = 112$ ед.), транспортируется с завода-поставщика на завод-потребитель и на 18-е число составляет «запасы в пути».

щихся заводов и транспорта, а именно равные по величине транспортные партии, отправляемые с завода-поставщика; строгое соблюдение периодичности отправок; точное выдерживание времени нахождения транспортных партий в пути, — тогда общую картину накопления запасов и их перемещения из сферы производства в сферу потребления можно изобразить в виде взаимосвязанных графиков складских запасов на заводах и ленточных графиков времени оборота производственной тары (рис. 2).

Технология пакетных бесперевалочных перевозок комплектующих изделий в межзаводской многооборотной таре состоит из следующих операций: упаковки и укладки изделий в производственную тару на рабочем месте и перемещения их внутривзаводским транспортом на склад сбыта; накопления изделий на складе сбыта до величины транспортной партии и отгрузки их в производственной таре выбранным видом транспорта на завод-потребитель; выгрузки тары с изделиями на склад завода-потребителя; хранения комплектующих изделий на складе; перемещения изделий в производственной таре на рабочее место.

Перечень операций перемещения комплектующих изделий и схема, представленная на рис. 2, позволяют проследить моменты перехода запасов:

а) при загрузке подвижного состава на складе сбыта завода-поставщика текущий сбытовой запас снижается до нуля и изделия становятся транспортным запасом, величина которого зависит от времени транспортирования;

б) при выгрузке изделий с подвижного состава транспорта на складе внешней кооперации завода-потребителя, где транспортный запас переходит в текущий производственный запас, который в момент поступления достигает максимальной величины.

Обычно отдел сбыта завода-поставщика накапливает готовую продукцию до величины транспортной партии, которая ограничивается грузоместимостью транспортных средств (автомобилей, железнодорожного вагона или контейнера). Поэтому интервал поставок или периодичность отправок транспортных партий могут быть постоянной величиной, что благоприятно отражается не только на постоянстве среднего уровня фактического запаса комплектующих изделий, но и на организации производственного процесса на заводе-потребителе.

Таким образом, величина накопления комплектующих изделий, отправляемых заводом-поставщиком (сбытовой запас) на завод-потребитель, величина транспортной партии и максимальная величина текущего запаса на заводе-потребителе (текущий производственный запас) в нашем случае являются равнозначными.

Опыт работы автозаводов показывает, что даже при массовом производстве с установившимися связями по кооперации страховые запасы комплектующих изделий создаются из расчета 20—25 дней работы завода-потребителя. Следовательно, если даже взять минимальную норму страховых запасов 20 дней и один день — на создание подготовительного запаса, то при ежедневном потреблении заводом 14 пакетов комплектующих изделий потребуется для хранения запасов производственной тары $(20+1)14=294$ ед.

Таким образом, для организации пакетных перевозок по заданному циклу на шесть транспортных партий потребуется производственной тары $56 \times 6=336$ ед. и почти такое же количество тары необходимо для хранения производственных запасов.

Общая потребность в межзаводской таре в рассмотренном примере составит $336+294=630$ ед., а если учесть поломки

тары и необходимость ее ремонта, тогда потребность увеличится на 10%: $630 \times 1,1=693$ ед.

При организации перевозок следует иметь в виду следующее. Чтобы избежать срыва поставок комплектующих изделий из-за отсутствия тары, весь ее резерв должен находиться на заводе-поставщике независимо от того, кто является владельцем тары.

Описанная методика позволяет не только рассчитывать требуемое количество производственной тары для организации межзаводских перевозок, но и управлять перевозочным процессом с помощью ЭВМ. Методика является одним из возможных вариантов решения задач, связанных с управлением производственными запасами и движением межзаводской многооборотной тары при пакетных беспереvalочных перевозках и хранении комплектующих изделий в виде производственных запасов.



УДК 621.43.01.531.221:629.113

Исследование эффективности жидкостно-воздушных теплообменников

Канд. техн. наук Г. М. САВЕЛЬЕВ, канд. техн. наук Е. Н. ЗАЙЧЕНКО, М. П. ЛОЦМАНОВ, В. Б. КЛИМЕНКОВ, Б. Ф. ЛЯМЦЕВ, В. В. ТАММОР

Ярославский моторный завод

ОДНИМ из основных направлений развития современного автотракторного двигателестроения является увеличение литровой мощности двигателей посредством турбонаддува и охлаждения наддувочного воздуха. В связи с этим важное значение приобретают вопросы выбора схемы системы охлаждения наддувочного воздуха и эффективной конструкции теплообменного элемента, а также сопряженных с ним воздушных коммуникаций [1].

Наиболее перспективным с точки зрения простоты конструкции, технологии изготовления и удобства эксплуатации является рекуперативный теплообменник, встроенный в жидкостную систему охлаждения двигателя. Характеристики таких жидкостно-воздушных теплообменников с учетом различных конструктивных особенностей, связанных с компоновкой теплообменников на двигателях, изучены еще недостаточно. Это потребовало разработки специального стенда соответствующей методики исследования, позволяющих проводить исследование с полноразмерными теплообменниками при термодинамических параметрах и расходах теплоносителей, которые соответствуют условиям работы дизеля с турбонаддувом и охлаждением наддувочного воздуха.

Перед началом исследования применительно к конкретному режиму работы двигателя, для которого предназначен теплообменник, при помощи зависимости, приведенной в работе [2], определяли расход наддувочного воздуха G_r , его давление p_r и температуру T_{r1} по заданным температуре и давлению окружающего воздуха T_0 и p_0 , КПД компрессора η_k и коэффициенту наполнения η_v (здесь и далее индексы «г» и «х» относятся соответственно к наддувочному воздуху и к охлаждающей жидкости, индексы «1» и «2» — к параметрам теплоносителей соответственно на входе и выходе из теплообменника).

Поскольку тепловая эффективность и гидравлическое сопротивление теплообменника являются искомыми величинами, то значение расхода наддувочного воздуха устанавливается методом последовательных приближений. Опыт показал, что двух приближений достаточно, чтобы установить требуемую величину расхода воздуха с точностью до 1%.

Схема стенда для определения характеристик теплообменника для двигателей мощностью до 750 кВт показана на рис. 1. Воздух из воздушной магистрали через вентиль 1 с дистанционным управлением типа Ду-100 и мерное устройство 3 поступает в электрический подогреватель 4, выполненный в виде цилиндра диаметром 0,5 м. Внутри цилиндра установлены шесть нагревательных секций мощностью 30 кВт каждая. В качестве нагревательного элемента использована проволока ди-

аметром 0,002 м, намотанная между фарфоровыми изоляторами, уложенными в направляющие, расположенные в цилиндрическом корпусе. При необходимости на секцию может подаваться напряжение 220 и 380 В. Для плавного регулирования температуры воздуха две секции питаются напряжением от тиристорного преобразователя типа АТЕ мощностью 50 кВт. Поддержание заданной температуры воздуха осуществляется автоматически с помощью тиристорного преобразователя.

В электрической схеме стенда предусмотрено также бесступенчатое ручное регулирование выходного напряжения тиристора. Температуру воздуха на выходе в теплообменник можно поддерживать с точностью $\pm 1^\circ\text{C}$ в диапазоне 100—200°C. Нагретый воздух из электронагревателя поступает в испытуемый теплообменник 5, а из него — в атмосферу.

Жидкостной насос 9 производительностью 500 л/мин подает охлаждающую жидкость из бака 13 в теплообменник и из него в бак. Регулировочные вентили 8 и 11 обеспечивают требуемый расход и давление жидкости. Расход жидкости определяется с помощью набора сопел Вентури 12. Для быстрого подогрева жидкости в баке установлены подогреватели общей мощностью 10 кВт. В процессе испытаний электронагреватели отключены, а заданная температура жидкости обеспечивается за счет долива в бак холодной жидкости. Излишки сливаются из бака через трубку 10 постоянного уровня.

Для достижения необходимой точности определения тепловой эффективности теплообменника E_r измеряют разность температур охлаждаемого воздуха $\Delta t_r = t_{r1} - t_{r2}$ и разности

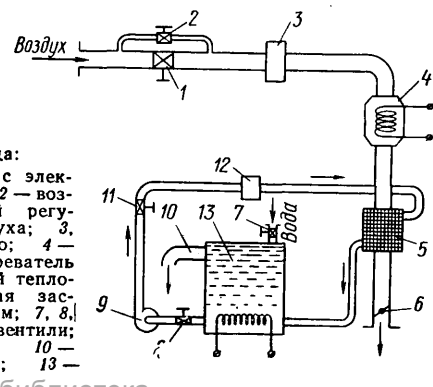


Рис. 1. Схема стенда:

- 1 — воздушный вентиль с электрическим приводом; 2 — воздушный вентиль тонкой регулировки расхода воздуха; 3, 12 — мерное устройство; 4 — электрический подогреватель воздуха; 5 — испытуемый теплообменник; 6 — поворотная заслонка с электроприводом; 7, 8, 11 — регулировочные вентили; 9 — жидкостной насос; 10 — труба слива жидкости; 13 — жидкостной бак

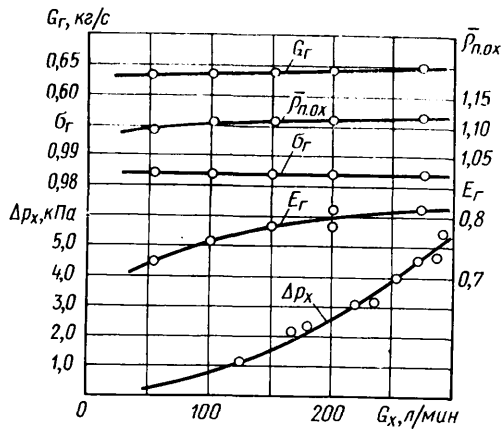


Рис. 2. Характеристика жидкостно-воздушного теплообменника для дизеля мощностью 440 кВт

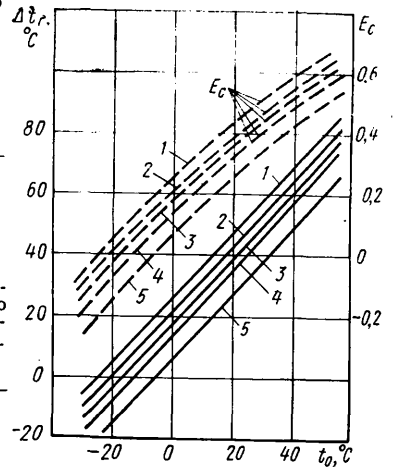


Рис. 3. Влияние температуры окружающего воздуха на изменение температуры наддувочного воздуха в теплообменнике Δt_r и тепловую эффективность системы E_c при тепловой эффективности теплообменника $E_r=0,81$:
 1 — $t_{x1}=75^\circ\text{C}$; 2 — $t_{x1}=80^\circ\text{C}$; 3 — $t_{x1}=85^\circ\text{C}$; 4 — $t_{x1}=90^\circ\text{C}$; 5 — $t_{x1}=100^\circ\text{C}$

начальных температур воздуха и жидкости $t_{r1}-t_{x1}$ дифференциальными хромель-копелевыми термопарами.

Для установки температурного режима испытаний и его поддержания предусмотрено измерение температур воздуха до и после теплообменника одиночными хромель-копелевыми термопарами при помощи потенциометра типа ЭПВ2-14 с ценой деления шкалы 1°C . Дополнительно для повышения точности температуру воздуха на входе в охладитель измеряют шестиспайной дифференциальной термопарой. «Холодные» спаи этой термопары помещены в капсулы нуль-термостата «Нуль-В», в которых поддерживается температура в пределах от $-0,1$ до $+0,1^\circ\text{C}$. Температуры воздуха на выходе из теплообменника и жидкости на входе в него определяются по измеренным перепадам температур. Гидравлическое сопротивление Δp_x определяется дифференциальным манометром.

Проведенный расчет погрешности основных параметров характеристики теплообменника для режима работы двигателя мощностью 440 кВт показал, что относительная среднеквадратичная погрешность определения тепловой эффективности составляет 1,2%, а гидравлического сопротивления 0,06%.

В качестве примера исследований на рис. 2 приведены результаты испытаний теплообменника наддувочного воздуха трубчато-ленточного типа для двигателя мощностью 440 кВт. Этот теплообменник был изготовлен из алюминия методом спекания и имел следующие размеры теплопередающего элемента: длина в направлении движения воздуха и воды 0,1 и 0,16 м соответственно при площади фронта со стороны входа воздуха $0,46 \times 0,16$ м. Для интенсификации теплообмена со стороны воздуха на поверхностях охлаждающих лент выполнены турбулизаторы жалюзийного типа; охлаждающая жидкость через теплообменник проходит по каналам, образованным плоскими пластинами, разделенными продольными перегородками.

Режим испытаний теплообменника выбран с учетом следующих параметров: рабочий объем цилиндров двигателя 20 л, частота вращения коленчатого вала 2200 мин^{-1} . КПД компрессора 0,63, степень повышения давления в компрессоре 2,2, температура окружающего воздуха $t_0=25^\circ\text{C}$.

Из графиков на рис. 2 следует, что при расходе воды 250 л/мин тепловая эффективность теплообменника $E_r=0,815$. Дальнейшее увеличение расхода жидкости оказывает незначительное влияние на величину E_r . Гидравлическое сопротивление теплообменника со стороны воздуха мало и характеризуется коэффициентом гидравлической эффективности $\sigma_r=0,984$. За счет охлаждения воздуха в теплообменнике расход наддувочного воздуха увеличивается на 11%, т. е. ко-

эффициент относительного повышения плотности наддувочного воздуха при его охлаждении [2] составляет $\rho_{\text{п.о.х}}=1,11$. Потеря давления жидкости, проходящей через теплообменник, при расходе 250 л/мин достигает 3,9 кПа. Полученные данные являются типичными для жидкостно-воздушного теплообменника наддувочного воздуха.

Несмотря на высокую тепловую эффективность теплообменника $E_r \approx 0,8$, тепловая эффективность системы, определяющая заряд цилиндров двигателя относительно уровня температуры окружающего воздуха [1], составляет $E_c=0,4$.

Принимая во внимание незначительное изменение величины E_r от температуры окружающего воздуха [1], можно оценить влияние изменения этой температуры на температуру наддувочного воздуха, поступающего в двигатель после теплообменника (рис. 3). При выполнении расчетов принимались те же показатели работы дизеля, что и при проведении описанных выше исследований. При этом предполагалось, что температура охлаждающей жидкости поддерживается постоянной с помощью терморегулятора. Приведенные зависимости показывают, что при температуре жидкости $t_{x1}=85^\circ\text{C}$ и высоких температурах окружающего воздуха ($t_0=50^\circ\text{C}$) достигается достаточно высокая тепловая эффективность системы ($E_c=0,6$), обеспечивающая снижение температуры наддувочного воздуха на 75°C . При температурах окружающего воздуха ниже -17°C происходит подогрев наддувочного воздуха. Естественно, что при работе двигателя на частичных режимах с меньшими значениями давления наддува подогрев воздуха будет происходить при более высоких температурах окружающего воздуха.

Проведенные расчеты и эксперименты показали, что разработанные методики и созданный стенд позволяют с удовлетворительной точностью определять характеристики теплообменников и оценивать влияние различных режимных параметров на охлаждение наддувочного воздуха.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Зайченко Е. Н., Савельев Г. М., Клименков В. Б. Об оценке эффективности различных схем системы охлаждения наддувочного воздуха. — Автомобильная промышленность, 1976, № 10, с. 4—6.
2. Зайченко Е. Н., Савельев Г. М., Клименков В. Б., Фролов А. С. Определение нерасчетных режимов совместной работы турбокомпрессора и автомобильного дизеля при охлаждении наддувочного воздуха. — Автомобильная промышленность, 1971, № 11, с. 1—5.

УДК 629.113:621.43.013

Исследование распределения смеси по цилиндрам форкамерного двигателя

Канд. техн. наук В. И. АНДРЕЕВ, В. Л. ЧУМАКОВ

Московский автомобильно-дорожный институт

ИЗУЧЕНИЕ и совершенствование распределения смеси по цилиндрам форкамерного двигателя необходимо, поэтому отсутствие в литературе каких-либо конкретных данных по этому вопросу можно объяснить только методическими трудностями, связанными с определением состава смеси или количества топлива, попадающего в каждый цилиндр отдельно из основной и форкамерной секции впускного тракта.

Например, известный способ, основан на подаче углекислого газа вместо топлива и отборе проб смеси из основной и форкамерной секций впускного тракта или из цилиндров и форкамер при прокручивании двигателя от постороннего источника [1]. Малая надежность этого способа очевидна, если учесть, что различия в количествах топлива, поступающего в разные цилиндры нормально работающего карбю-

раторного двигателя, связаны в основном с тем, что часть топлива во впускном тракте находится в жидком состоянии [2].

Разработан способ определения долей топлива, попадающего в каждый цилиндр форкамерного двигателя отдельно из основной q_{oi} и форкамерной секций карбюратора q_{fi} . Различия значений q_{oi} или q_{fi} соответствуют различиям составов основной или форкамерной смеси по цилиндрам, очевидно, с точностью допущения о равенстве во всех цилиндрах количества воздуха — в основной и форкамерной секциях. Такое допущение представляется намного справедливее и логичнее предполагаемого в работе [1] допущения об отсутствии жидкого топлива во впускном тракте. Чтобы по значениям q_{oi} и q_{fi} определить величины коэффициентов избытка воздуха смеси основной и форкамерной секций карбюратора по цилиндрам, достаточно измерить расходы топлива и воздуха отдельно через основную и форкамерную секции карбюратора.

Способ основан на допущении, что значения q_{oi} и q_{fi} не зависят от абсолютных расходов топлива через основную G_o и форкамерную G_f секции карбюратора. Реализация способа сводится к экспериментальному определению суммарного количества топлива в каждом цилиндре G_i как минимум при двух разных соотношениях расходов G_o и G_f и решению системы уравнений

$$G_i = G_o' q_{oi} + G_f' q_{fi};$$

$$G_i = G_o'' q_{oi} + G_f'' q_{fi},$$

где один штрих обозначает результаты (G_i) и условия (G_o и G_f) первого опыта, а два штриха — второго.

Обязательным условием при изменении соотношений расходов является сохранение всех прочих факторов, определяющих величины G_i (частота вращения коленчатого вала двигателя, положение дроссельных заслонок, направление подачи топлива в карбюратор и т. п.).

В каждом конкретном случае справедливость принятого допущения о постоянстве значений q_{oi} и q_{fi} можно оценить экспериментально, определяя величины G_i более чем при двух соотношениях расходов G_o и G_f и, очевидно, решая систему из соответствующего количества уравнений.

Для контроля опытных данных необходимо учитывать, что

$$\sum_{i=1}^n q_{oi} = \sum_{i=1}^n q_{fi} = 100\%,$$

где n — число цилиндров.

Необходимость допущения о постоянстве значений q_{oi} и q_{fi} ограничивается только тем диапазоном изменения соотношений расходов, в котором проводятся опыты и, следовательно, определяются значения q_{oi} и q_{fi} . Следует также иметь в виду, что с расширением этого диапазона при прочих равных условиях повышается точность определения значений q_{oi} и q_{fi} .

Рассмотренный способ был использован при обследовании четырехцилиндрового форкамерного двигателя рабочим объемом 1,6 л. Эксперименты проводили при частоте вращения коленчатого вала 2000 мин⁻¹ и при разных положениях дроссельных заслонок в основной и форкамерной секциях карбюратора. Положение дроссельных заслонок в форкамерной секции карбюратора оценивали по углу поворота оси заслонки β_ϕ , а основных секций (в данном случае с двумя последовательно включаемыми дроссельными заслонками) — по разрежению во впускном трубопроводе Δp_k . Дроссельная заслонка форкамерной секции при экспериментах имела индивидуальный привод. Ее полное открытие соответствовало $\beta_\phi = 90^\circ$. В связи с требованиями данного способа было предусмотрено независимое регулирование и

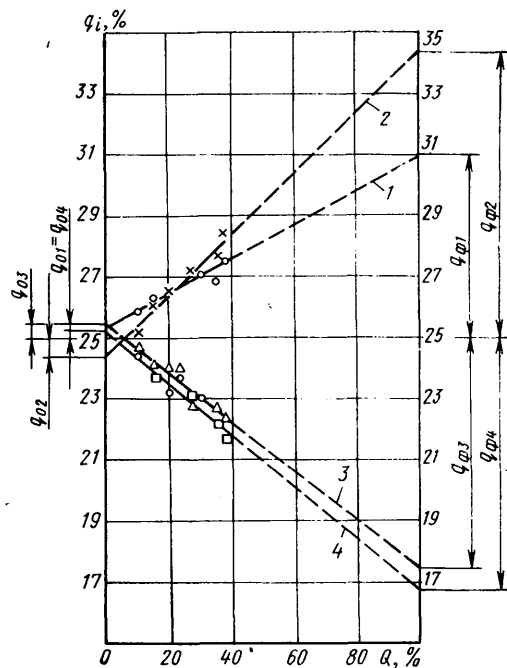


Рис. 1. Первичный график для определения q_{oi} и q_{fi} при 2000 мин⁻¹; $\beta_\phi = 90^\circ$; $\Delta p_k = 1,9 \times 10^4$ Па;

1—4 — номера цилиндров

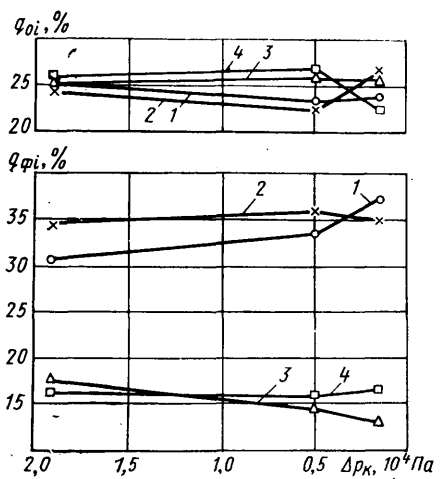


Рис. 2. Влияние положения дроссельной заслонки основной секции карбюратора при 2000 мин⁻¹; $\beta_\phi = 90^\circ$;

1—4 — номера цилиндров

измерение расходов топлива и воздуха через основную и форкамерную секции карбюратора.

Указанную выше систему уравнений решали графоаналитическим методом при помощи первичных графиков (рис. 1), на которых суммарное количество топлива в каждом цилиндре и соотношение расходов топлива через основную и форкамерную секции карбюратора выражены

$$q_i = \frac{G_i}{G_o + G_f} 100\%; \quad Q = \frac{G_\phi}{G_o + G_f} 100\%.$$

Такой путь упрощает и делает наглядным решение задачи, так как искомые доли определяются простым продолжением экспериментальных участков прямых $q_i = f(Q)$ по $Q=0$ и $Q=1,0\%$. Прямолинейность зависимостей $q_i = f(Q)$ вытекает из допущения о постоянстве значений q_{oi} и q_{fi} при учете, что

$$G_i = G_o q_{oi} + G_f q_{fi}.$$

Справедливость указанного допущения в настоящей работе подтверждалась экспериментально для всех обследованных случаев (см. рис. 1).

Значения q_i для построения первичного графика рассчитывали по величинам суммарного коэффициента избытка воздуха α_i для отдельных цилиндров:

$$q_i = \frac{1}{\alpha_i \sum_{i=1}^n 1/\alpha_i}.$$

При этом принимали количество воздуха во всех цилиндрах одинаковым и учитывали, что $G_T = G_B/\alpha_i l_0$ и $\alpha_{дв} = \frac{n}{\sum_{i=1}^n 1/\alpha_i}$.

Величины α_i определяли анализом продуктов сгорания на CO и CO₂ [3].

Опыты показали, что в данном двигателе топливо форкамерной секции карбюратора распределяется по цилиндрам очень неравномерно — значительно неравномернее, чем в основной секции карбюратора. Так, если относительные различия основного топлива по цилиндрам не превышают 16%, то количество форкамерного топлива по цилиндрам в отдельных случаях разнится почти в 3 раза (рис. 2).

Основная и форкамерная секции впускного тракта двигателя изолированы друг от друга. Вследствие этого несколько неожиданно некоторое изменение распределения форкамерного топлива в зависимости от положения дроссельной заслонки основной секции карбюратора. По-видимому, это связано с тем, что изменение положения дроссельной заслонки основной секции при постоянном положении дроссельной заслонки форкамерной секции влечет за собой заметные изменения соотношения общего количества основной и форкамерной смеси. Об этом, в частности, свидетельствует то, что соотношение расходов воздуха основной и форкамерной секций карбюратора в данном случае составляло примерно

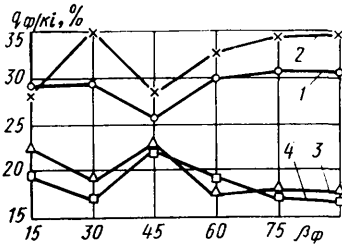


Рис. 3. Влияние положения дроссельной заслонки форкамерной секции карбюратора при 2000 мин⁻¹; $\Delta p_k = 1,9 \cdot 10^4$ Па: 1—4 — номера цилиндров

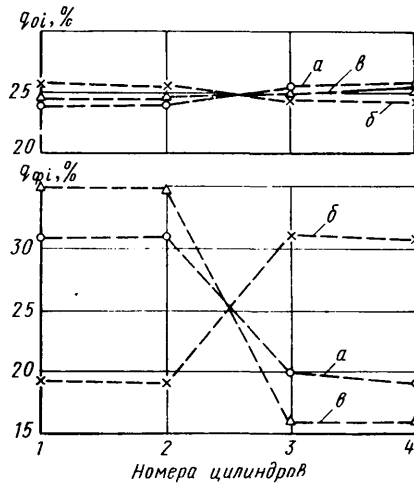


Рис. 4. Влияние взаимного положения элементов впускного тракта при 2000 мин⁻¹; $\beta_{\phi} = 90^\circ$; $\Delta p_k = 1,9 \cdot 10^4$ Па

110 при $\Delta p_k = 1,5 \cdot 10^4$ Па, 46 при $\Delta p_k = 0,5 \cdot 10^4$ Па и 16 при $\Delta p_k = 1,9 \cdot 10^4$ Па. При этом нужно иметь в виду, что сечения каналов форкамерной секции впускного тракта, а также каналов, соединяющих форкамеры с основными камерами сгорания, сравнительно невелики, и поэтому можно предположить, что соотношение количеств смеси основной и форкамерной секции впускного тракта для различных цилиндров может изменяться неодинаково. Кроме того, на распределении топлива форкамерной секции могло сказаться изменение скорости потока смеси форкамерной секции карбюратора, очевидно, зависящей от указанного соотношения расходов воздуха.

Из рис. 2 видно, что в зависимости от положения дроссельной заслонки основной секции карбюратора меняется (причем относительно мало) только степень неравномерности распределения топлива форкамерной секции. Характер неравномерности распределения топлива сохраняется, когда при всех положениях дроссельной заслонки в первом и втором цилиндрах оказывается топлива форкамерной секции значительно больше, чем в третьем и четвертом. В то же время количество топлива основной секции впускного тракта в отдельных цилиндрах оказывается или больше, или меньше, чем в других, в зависимости от положения дроссельной заслонки карбюратора.

Из рис. 3 видно, что характер распределения топлива форкамерной секции мало зависит от положения дроссельной заслонки и в форкамерной секции карбюратора. Это свидетельствует о том, что наблюдающаяся большая неравномерность распределения топлива форкамерной секции связана не с положением дроссельной заслонки, а с какими-то иными факторами. Значения q_{oi} на рис. 3 не приведены, так как распределение топлива основной секции впускного тракта оставалось практически равномерным (см. q_{oi} на рис. 2 при $\Delta p_k = 1,9 \cdot 10^4$ Па) и одинаковым во всем обследованном диапазоне изменения положения дроссельной заслонки форкамерной секции карбюратора.

При осмотре впускного тракта обследуемого двигателя была обнаружена возможность относительно большого (в пределах 1,0—1,5 мм) смещения карбюратора, проставки,

имеющейся у данного двигателя между карбюратором и впускным трубопроводом, и уплотнительных прокладок в сопряжениях карбюратора с проставкой и проставки с впускным трубопроводом на шпильках трубопровода при незатянутых гайках крепления карбюратора. Очевидно, что вследствие этого взаимное положение указанных элементов впускного тракта при перемонтаже может произвольно меняться. Специальные опыты, результаты которых приведены на рис. 4, показали, что при этом может резко меняться и распределение топлива форкамерной секции карбюратора по цилиндрам.

Эти опыты проведены при трех положениях элементов впускного тракта: а — карбюратор, проставка и обе прокладки перед затяжкой гаек крепления принудительно смещены в крайнее переднее положение, т. е. к цилиндрам 1 и 2; б — то же, к цилиндрам 3 и 4, в — карбюратор смещен в направлении цилиндров 3 и 4, а проставка и обе прокладки — в направлении цилиндров 1 и 2.

В зависимости от положения элементов впускного тракта меняется распределение топлива основной секции карбюратора, однако изменения величин q_{oi} незначительны по сравнению с изменениями величин $q_{\phi i}$ (рис. 4).

Опытные данные, приведенные на рис. 4, дают основание полагать, что требования к сопряжению отдельных элементов впускного тракта в форкамерном двигателе должны быть более жесткими, чем в обычном карбюраторном двигателе. Кроме того, они показывают целесообразность исследования возможности уменьшения влияния взаимного положения элементов впускного тракта на распределение топлива форкамерной секции тракта. Например, путем исключения возможности образования «порогов» в сопряжениях элементов тракта.

Чтобы выяснить возможность воздействия на распределение топлива форкамерной секции карбюратора по цилиндрам, были проведены опыты с отражателем, который представлял собой плоскую пластину, размещаемую во входном канале форкамерной секции впускного трубопровода под углом 45° к направлению потока горячей смеси. Нижняя кромка пластины располагалась в крайнем нижнем сечении входного канала. Пластина перекрывала половину указанного сечения.

Опыты проведены при трех положениях отражателя, предполагающих «отбрасывание» потока горячей смеси в разных направлениях (рис. 5): а — в канал, питающий цилиндры 1 и 2; б — в канал, питающий цилиндры 3 и 4; в — перпендикулярно указанным каналам (по направлению к двигателю).

Как видно из рис. 5, положение отражателя существенно влияет на распределение топлива форкамерной секции по цилиндрам. Это убедительно свидетельствует о принципиальной возможности направленного воздействия на распределение топлива форкамерной секции карбюратора по цилиндрам путем изменения конструктивных параметров впускного тракта.

Такие возможности были использованы в данном случае для подтверждения целесообразности изучения и совершенствования распределения смеси в форкамерном двигателе.

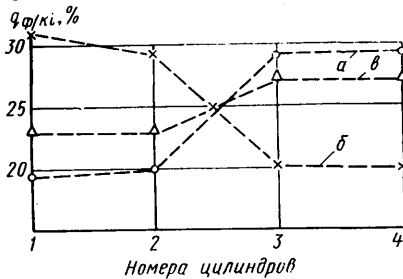


Рис. 5. Опыты с отражателем при 2000 мин⁻¹; $\Delta p_k = 1,9 \cdot 10^4$ Па; $\beta_{\phi} = 90^\circ$: I — карбюратор; II — отражатель; III — впускной трубопровод; а, б, в — положения отражателя; 1—4 — номера цилиндров

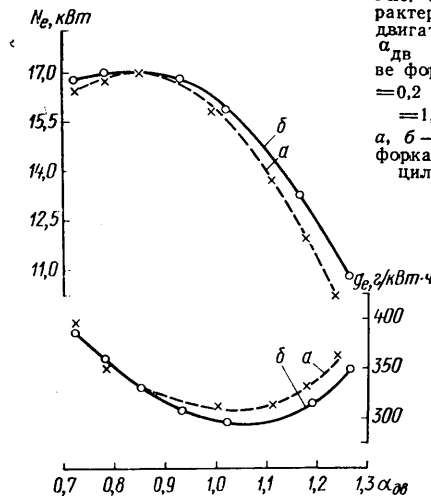
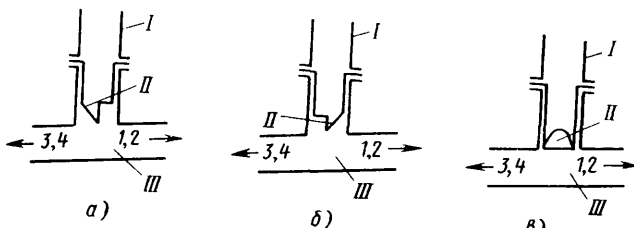


Рис. 6. Регулировочные характеристики по общему для двигателя составу смеси α_{ϕ} при постоянном составе форкамерной смеси $\alpha_{\phi} = 0,2$ (2000 мин⁻¹; $\Delta p_k = 1,9 \cdot 10^4$ Па, $\beta_{\phi} = 90^\circ$): а, б — разное распределение форкамерного топлива по цилиндрам (см. рис. 5)

Из рис. 6 видно, что улучшение распределения форкамерного топлива заметно улучшило топливную экономичность двигателя при $\alpha_{дв} > 0,85$ и расширило пределы эффективного обеднения смеси.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Соболев Л. М.* К методике исследования неравномерности распределения смеси в форкамерном двигателе. — Труды

Костромского с/х института «Каравеево», 1965, вып. 6, с. 48—55.

2. *Андреев В. И., Горячий Я. В., Морозов К. А., Черняк Б. Я.* Смесеобразование в карбюраторных двигателях. М.: Машиностроение, 1975. 176 с.

3. *Андреев В. И., Черняк Б. Я.* Определение состава горючей смеси по содержанию углерода в продуктах сгорания. — Автомобильная промышленность, 1972, № 12, с. 6—8.

УДК 621.43.72:629.113

К вопросу оптимизации удельных емкостей систем

смазки дизелей

Канд. техн. наук **М. А. ГРИГОРЬЕВ, Б. М. БУНАКОВ, В. С. ДМИТРЕНКО, А. И. КАТАЕВ, В. В. КОКОРИН**

НАМИ, Камский автозавод

ОДНИМ из способов снижения расхода моторного масла без сокращения межсменного срока службы его и надежности работы двигателя является уменьшение емкости системы смазки и применение масел повышенного качества.

Основными факторами, определяющими величину необходимой (минимальной) емкости системы смазки, являются обеспечение работы нагнетательного масляного насоса без подсоса воздуха и пены при предельных наклонах двигателя, а также сохранение на определенном уровне эксплуатационных свойств масла при работе в двигателе до замены [1—3].

В современных отечественных дизелях без наддува удельные емкости смазки, рассчитанные на использование масел сравнительно невысокого качества (типа М10В, М8В), составляют примерно 0,2 л/кВт при сроках службы масел до замены в течение пробега автомобилем 5—8 тыс. км. В моделях с наддувом (типа ЯМЗ-240Н) удельная емкость системы смазки составляет около 0,12 л/кВт.

В последнее время для безнаддувных дизелей стали выпускать более качественные и дорогие масла типа М10ГФ-Л и М8ГФ-З. На этих маслах были проведены исследования по определению возможности снижения удельной емкости системы смазки двигателя с $V_h = 10,85$ л, $N_e = 154,5$ кВт и $V_M = 31,5$ л.

Исследования проводили на стенде, позволяющем изменять углы α наклона работающего двигателя, и определяли минимально допустимую емкость системы смазки при продольных и поперечных углах наклона двигателя, равных 0; 5; 10; 15; 20; 25; 30; 35; 40°, не допуская подсоса воздуха масляным насосом.

Испытания проводили на двигателе с различными масляными картерами и с различными вариантами конструкции и места расположения маслоприемника: с серийным картером и маслоприемником; с серийным картером и опытным маслоприемником, у которого конец маслозаборной трубки опущен на 8 мм ниже по сравнению с серийным исполнением; с серийным картером и опытным маслоприемником, у которого конец маслозаборной трубки опущен на 8 мм ниже и смещен вперед по ходу двигателя вместе с маслозаборником на 12 мм по сравнению с серийным исполнением; с серийным картером и опытным маслоприемником, который опущен на 5 мм, а конец маслозаборной трубки опущен на 8 мм и смещен вперед по ходу двигателя вместе с маслозаборником на 12 мм по сравнению с серийным исполнением (рис. 1); с опытным картером, рассчитанным на емкость системы смазки 21 л и серийным маслоприемником; с опытным картером и опытным маслоприемником.

Смещение маслоприемника к передней стенке и днищу копильника масляного картера позволяет избежать захвата воздуха масляным насосом при предельных углах наклона двигателя и уменьшении количества масла в картере. В связи с тем, что при использовании высококачественных масел и отсутствии шлама на днище картера зазор между днищем маслоприемника и днищем масляного картера можно уменьшить до 3—4 мм [4], предельная величина смещения маслоприемника определялась фактически только величиной монтажных зазоров между маслоприемником и стенками масляного картера.

Двигатель, установленный на стенде, был оборудован прибором, позволяющим количественно оценивать степень аэрации масла в процессе его работы.

В двигатель, установленный на поворотном стенде под определенным углом наклона, последовательно заправляли

различное количество масла (от 14 до 28 л). При каждой заправке осуществляли пуск двигателя и прогрев, после чего он работал в течение 5 мин при частоте вращения коленчатого вала 2600 мин⁻¹ и температуре масла 80°С. Затем фиксировали давление масла в главной масляной магистрали и измеряли содержание воздуха в масле.

Минимально допустимую емкость системы смазки устанавливали по достижении аэрации масла 10—12% на указанном выше режиме при неизменном давлении масла в главной масляной магистрали. Предельная аэрация масла 10—12% была установлена с учетом того, что при более высоких ее значениях резко снижается давление масла в главной масляной магистрали, в связи с чем повышается износ трущихся пар.

В результате испытаний было установлено (рис. 2 и 3), что применение опытного маслоприемника (рис. 3) в системе смазки двигателя с серийным масляным картером позволяет довести минимальное количество масла в системе смазки до 22 л. При этом обеспечивается надежная работа двигателя (без захвата воздуха масляным насосом) даже в случае

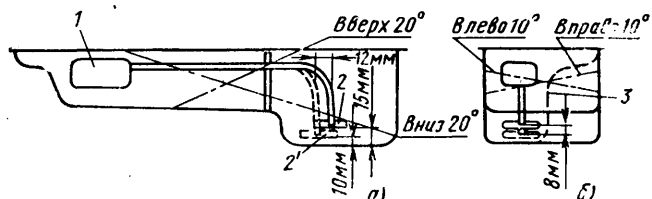


Рис. 1. Конструктивная схема серийного масляного картера двигателя КамАЗ-740 и положение уровня масла при продольных углах наклона двигателя вверх и вниз (а) и поперечных углах наклона двигателя вправо и влево (б):

1 — масляный насос; 2, 2' — соответственно положения серийного и опытного маслоприемников; 3 — положение боковой стенки при конструировании опытного масляного картера уменьшенной емкости

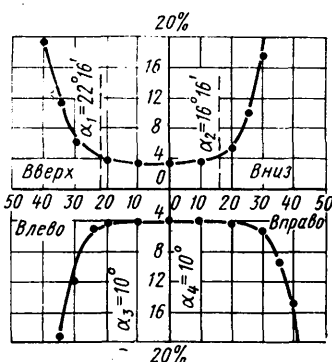


Рис. 2. Изменение аэрации масла в зависимости от продольных (вверх; вниз) и поперечных (влево; вправо) углов наклона α двигателя с системой смазки минимально допустимой емкости 22 л

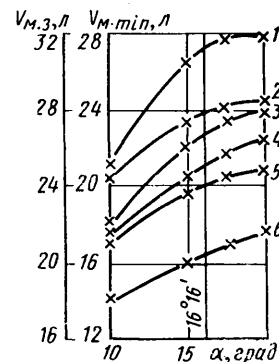


Рис. 3. Изменение минимально допустимого $V_{\text{мин}}$ и заправочного $V_{\text{м.з}}$ количества масла в системе смазки двигателя в зависимости от продольных углов его наклона вниз при различных вариантах (1—6) масляного картера, конструкции и расположения маслоприемника

Автомобильная промышленность № 10, 1980 г.

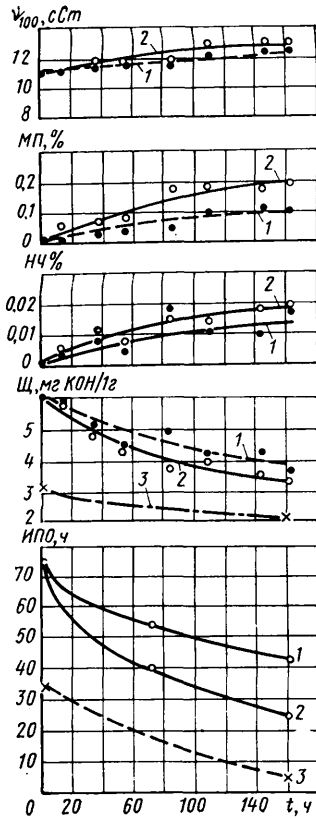


Рис. 4. Изменение физико-химических показателей и индукционного периода осадкообразования масел М10ГФ-Л и М10В в процессе испытаний двигателя:

1 — емкость 31,5 л, масло М10ГФ-Л; 2 — емкость 20 л, масло М10ГФ-Л; 3 — емкость 31,5 л, масло М10В

предельного (наиболее опасного) продольного угла наклона двигателя вниз, равного $16^{\circ}16'$. В этом случае заправочная емкость системы смазки двигателя с учетом необходимой компенсации расхода масла на угар составляет 26 л.

Дальнейшее снижение минимально допустимой емкости системы смазки при использовании серийного масляного картера невозможно из-за резкого увеличения аэрации масла при

пределных углах наклона двигателя. Ввиду этого была разработана, изготовлена и испытана опытная конструкция масляного картера с минимально допустимой емкостью системы смазки двигателя 17 л (заправочная емкость 21 л), обеспечивающей надежную работу двигателя по аэрации масла при предельных углах его наклона (рис. 3).

Было исследовано влияние установленных минимально допустимых емкостей системы смазки на загрязнение и износ деталей двигателя и на процесс старения масла. Эти исследования проводили в два этапа: при емкости системы смазки 31,5 л и использовании серийного масляного картера; при емкости системы смазки 20 л и опытной конструкции масляного картера. Каждый этап испытаний продолжительностью 162 ч состоял из трех последовательно повторяющихся 54-часовых циклов. В каждом цикле двигатель работал на низкотемпературном («холодном») и высокотемпературном («горячем») режимах продолжительностью соответственно 12 и 42 ч (табл. 1).

Таблица 1

Параметры	Режимы	
	холодный	горячий
Длительность в ч	12	42
Нагрузка в %	50	Полная подача
Частота вращения коленчатого вала в мин ⁻¹	1500	2600
Температура в °С:		
масла в картере	40—45	120±1
воды на выходе	30—35	90±1

Перед каждым этапом испытания двигатель обкатывали в течение 50 ч. После обкатки масло заменяли на свежее. Использовали топливо ДЛ ГОСТ 4769—49 и масло М10ГФ-Л одной партии получения. Масло в картере за время проведения каждого этапа испытаний не меняли, а доливали взамен сгоревшего через каждые 6 ч.

Оценочными параметрами служили степень загрязнения и износ деталей двигателя, коррозионность, защитные свойства масла, физико-химические показатели и стабильность масла по индукционному периоду осадкообразования.

Для сравнения провели испытания на масле М10В, применявшемся ранее в указанных дизелях, а позднее замененным маслом М10ГФ-Л.

В результате исследования установлено следующее:

Количество масла в системе смазки в л		Количество отложений в г		Количество механических примесей в г			
в начале испытаний	в конце испытаний	в центрифуге	в фильтре	в масле	в центрифуге	в фильтре	всего
31,5	26,350	785	443	26,3	361,9	78,8	467,0
20,0	16,010	795	451	33,6	364,1	81,2	478,9

грязнение поршней двигателя нагаро- и лакоотложениями после испытаний с системой смазки емкостью 20 л на 19% больше, чем после испытаний с системой смазки емкостью 31,5 л. Однако по абсолютной величине суммарная оценка загрязнения поршня незначительна и составляет соответственно 3,67 и 4,38 балла (допустимое загрязнение поршня дизеля 15—16 баллов).

Износы деталей кривошипно-шатунного механизма двигателя после испытаний с системой смазки емкостью 31,5 и 20 л можно считать практически одинаковыми. Разница в износах деталей находится в пределах $\pm 12\%$, т. е. в пределах точности измерения относительно малых износов. Наблюдаемое, как исключение, некоторое уменьшение износов масляных колец (до 26%), шеек и подшипников коленчатого вала (до 15%) при испытании с системой смазки уменьшенной емкости можно объяснить большей в этом случае кратностью циркуляции всего объема масла через фильтры, а также большей концентрацией в масле мелкодисперсной фазы органических загрязняющих примесей, не улавливаемой фильтрами и способствующей [5] снижению износа деталей.

Некоторое снижение износа второго и третьего поршневых колец по высоте, шатунных шеек и подшипников на втором этапе испытаний объясняется положительным влиянием органической части механических примесей, обладающих буферным действием и действующих как глобулярный графит [5].

Анализ изменения основных физико-химических показателей масла позволил выявить следующее (рис. 4).

Вязкость масла ν увеличивается незначительно с 11,7 до 12,3 сСт на первом этапе и с 11,17 до 12,8 сСт на втором. К концу испытаний на обоих этапах данный показатель практически одинаков. Это является косвенным свидетельством того, что при снижении емкости системы смазки с 31,5 до 20 л масло сохраняет на достаточно высоком уровне свои антиокислительные свойства.

В конце первого этапа испытаний в масле содержалось механических примесей 0,1%, а к концу второго — 0,2%. Однако общее количество механических примесей МП в масле, а также удержанных частично-поточной центрифугой и полнопоточным фильтром за период испытаний двигателя с системой смазки емкостью 20 л всего на 3% больше, чем с емкостью 31,5 л (табл. 2). Такая разница в величине загрязняющих примесей не может существенно влиять на уровень загрязнения деталей двигателя высоко- и низкотемпературными отложениями.

Сохранение достаточно высокого уровня эксплуатационных свойств масла М10ГФ-Л при емкости системы смазки 20 л, очевидно, связано с обновлением масла за счет большего его количества, доливаемого в ходе испытаний. Так, если в систему смазки емкостью 31,5 л добавляют 7,9% масла от общего количества, то в систему смазки емкостью 20 л добавляют 12,5% масла.

Содержание несгораемых частиц НЧ в масле М10ГФ-Л к концу испытаний на первом и втором этапах отличается незначительно и составляет соответственно 0,018 и 0,02%.

В процессе испытаний масла М10ГФ-Л наблюдалось снижение щелочности с 6 до 4,0 и до 3,4 мг КОН/1 г на первом и втором этапах соответственно. При испытании двигателя с серийной емкостью системы смазки на масле М10В его щелочность Ш снижалась к концу испытаний до 2,0 мг КОН/1 г, что в 1,7 раза ниже, чем при испытании двигателя, заправленного 20,0 л масла М10ГФ-Л (3,4 мг КОН/1 г масла).

Масла, работавшие в двигателе с системами смазки различной емкости, оценивали на стабильность при высокотемпературном окислении в приборе ДК-НАМИ (ГОСТ 11063—77). Коррозионную агрессивность по отношению к подшипниковым сплавам проверяли на приборе ДК-НАМИ (ГОСТ 20502—75), а уровень защитных свойств для черных металлов — на установке НАМИ-1М.

Анализ изменения стабильности работавшего масла М10ГФ-Л по индукционному периоду осадкообразования ИПО (времени до начала выпадения осадка в приборе

ДК-НАМИ) для систем смазки емкостью 31,5 и 20 л показал, что стабильность масла зависит от продолжительности испытаний (со временем уменьшается), причем в системе емкостью 20 л — более интенсивно: через 72 ч испытаний разница в периодах осадкообразования составила 15 ч, а через 162 ч — 17 ч.

Эта разница сравнительно невелика, так как масло М10ГФ-Л обладает достаточным запасом моюще-диспергирующих свойств, что и обеспечивает удовлетворительную работу двигателя. Это особенно четко видно при сравнении результатов испытаний по стабильности масла М10ГФ-Л и масла М10В. Свежее масло М10ГФ-Л имеет ИПО, равный 75 ч, а свежее масло М10В — всего 35 ч. У масла М10ГФ-Л, отработавшего 162 ч в двигателе с системой смазки емкостью 20 л, ИПО равен 26 ч, что лишь на 9 ч меньше значения ИПО свежего масла М10В и на 20 ч больше, чем для отработавшего масла М10В.

Из сравнения значений ИПО и щелочности отработавших масел видно, что отработавшее масло М10ГФ-Л при системе смазки емкостью 20 л обладает примерно в 2 раза большим запасом эксплуатационных свойств, чем масло М10В при емкости 31,5 л. Это указывает на принципиальную возможность менять масло М10ГФ-Л в двигателях с системой смазки емкостью 20 л примерно в 2 раза реже, чем масло М10В с системой смазки емкостью 31,5 л.

Коррозионность масла М10ГФ-Л, слитого после испытаний двигателя с системой смазки емкостью 31,5 и 20 л, составила соответственно 138 и 151 г/м².

Защитные свойства масел определяли на установке НАМИ-1М по времени до начала ржавления зачищенных деталей механизма газораспределения и специальных «свидетелей» из материала гильзы цилиндра. Как после первого, так и после второго этапа стендовых испытаний отработавшие масла имели одинаковый индукционный период коррозии 16 ч. Для свежего масла эта величина составляла 24 ч.

Полученные данные свидетельствуют о том, что отработавшее масло М10ГФ-Л при снижении емкости системы смазки с 31,5 до 20 л сохраняет достаточно высокий уровень антикоррозионных и защитных свойств, во многом определя-

ющих величину коррозионно-механического износа деталей.

Таким образом, уменьшение емкости системы смазки двигателя с 31,5 до 20 л при использовании масла М10ГФ-Л не снизило надежности работы двигателя. Масло М10ГФ-Л имеет достаточный запас эксплуатационных свойств, который сохраняется к концу испытания на высоком уровне, в частности, вследствие увеличения доли свежего масла, доливаемого взамен сгоревшего.

При использовании серийного масляного картера и усовершенствованного маслоприемника, обеспечивающего надежную работу двигателя без захвата воздуха насосом, удельная емкость системы смазки рекомендована 0,16 л/кВт при сроке службы масла М10ГФ-Л до замены в течение пробега автомобилем 12 тыс. км. При использовании усовершенствованного масляного картера рекомендуется удельная емкость системы смазки 0,13 л/кВт.

В ходе эксплуатационной проверки двигателей с системой смазки емкостью 26 и 21 л не обнаружено ухудшения работоспособности двигателей. Двигатели с системой смазки емкостью 26 л внедрены заводом в производство. Прорабатывается вопрос о внедрении двигателей с системой смазки емкостью 21 л.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Григорьев М. А., Долецкий В. А. Обеспечение надежности двигателей. М.: Стандарты, 1978. 323 с.
2. Бунаков Б. М., Григорьев М. А., Дмитренко В. С. Снижение расхода моторного масла за рубежом. — Автомобильная промышленность, 1978, № 4, с. 4—5.
3. Григорьев М. А., Бунаков Б. М., Дмитренко В. С. Снижение расхода масла автомобильным двигателем путем оптимизации вместимости системы смазки и срока службы масла до замены. В сб.: Конструкции автомобилей. М.: НИИНавтопром, 1978, № 7, с. 11—18.
4. Григорьев М. А., Ануфриев В. А. Системы смазки зарубежных автомобильных двигателей. М.: ЦИНТИАМ, 1964. 97 с.
5. Венцель С. В. Применение смазочных масел в двигателях внутреннего сгорания. М.: Химия, 1979. 240 с.



УДК 629.113.585.2

Выбор систем регулирования давления в главной масляной магистрали гидромеханических передач легковых автомобилей

И. А. ФИСЕНКО

НАМИ

В МИРОВОМ автомобилестроении наметились тенденции к оснащению автомобилей электронной аппаратурой и приборам.

При помощи электроники в настоящее время успешно решаются задачи регулирования моментов переключения гидромеханических передач в зависимости от нагрузки двигателя и скорости автомобиля. У большинства фирм, выпускающих гидромеханические передачи, появились разработки электронных устройств, регулирующих давление в главной масляной магистрали (главного давления). Применение этих систем позволяет упростить гидравлическую часть систем управления гидромеханических передач и получить наиболее оптимальный закон регулирования в зависимости от многих параметров.

Электронные системы регулирования главного давления по функциональным возможностям можно разделить на две группы: системы с дискретным регулированием и системы с постоянным регулированием¹. В системах с дискретным регулированием главного давления поддерживается оптимальный уровень давления только при коротком интервале времени

при переключении передач. В остальное время на различных режимах работы гидромеханической передачи устанавливается максимально необходимое давление, а в системах с постоянным регулированием — поддерживается минимальное давление, необходимое для нормального функционирования гидромеханической передачи.

Функциональные схемы систем с дискретным и постоянным регулированием главного давления приведены на рис. 1. Как видно из этой схемы, для выбора параметров системы с дискретным регулированием (рис. 1,а) достаточно знать закон силового регулирования (регулирования в зависимости от нагрузки двигателя) и продолжительность включения системы. Продолжительность включения (параметры реле δ) выбирают экспериментально по времени срабатывания фрикционного элемента с учетом инерционностей всей системы регулирования.

Выбор закона силового регулирования заключается в определении управляющего сигнала исполнительного элемента регулятора давления 10 для мгновенных значений скорости автомобиля и угла открытия дроссельной заслонки, соответствующих закону включения данного фрикционного элемента.

На рис. 2 показано построение закона силового регулирования при помощи графоаналитического метода.

¹ Крайник Л. В., Вильковский Е. К., Дзядык М. М. Электронные системы управления гидромеханическими передачами автомобилей, ч. II. НИИНавтопром, 1978, с. 20—28.

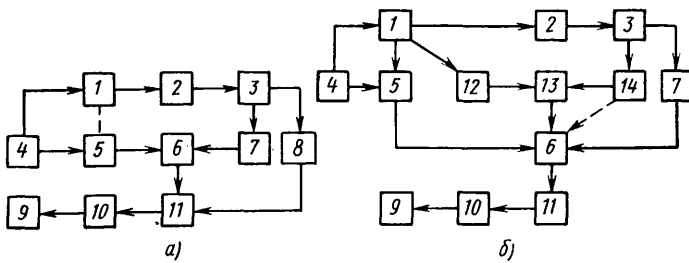


Рис. 1. Функциональные схемы систем:

а — с дискретным регулированием главного давления; б — с постоянным регулированием главного давления; 1 — двигатель; 2 — гидротрансформатор; 3 — механический редуктор гидромеханической передачи; 4 — педаль открытия дроссельной заслонки; 5 — датчик нагрузки двигателя; 6 — суммирующий блок; 7 — датчик включенной передачи; 8 — реле времени и включения блока управления; 9 — масляный насос; 10 — регулятор давления; 11 — блок управления; 12 — датчик частоты вращения двигателя; 13 — устройство рассогласования; 14 — датчик скорости автомобиля

В первом квадранте строится характеристика электрогидравлического регулятора давления, определенная экспериментальным путем. Исполнительным элементом системы является электромагнит, регулирующий давление в зависимости от тока в обмотке.

Во втором квадранте по внешней и частичным скоростным характеристикам двигателя, характеристикам гидротрансформатора, механического редуктора для выбранных размеров фрикциона с учетом оптимального коэффициента запаса по сцеплению рассчитывают и строят зависимость главного давления от скорости автомобиля при разных углах открытия дроссельной заслонки. В третьем квадранте строят кривые закона выключения данного фрикциона в зависимости от скорости автомобиля и угла открытия дроссельной заслонки.

После этого для значений углов открытия дроссельной заслонки, соответствующих кривым давления, в третьем квадранте определяют скорости включения фрикциона (точки 1, 2, 3). Для этих значений скоростей включения фрикциона на кривых во втором квадранте находят мгновенные значения давления (точки 1', 2', 3').

На характеристике электрогидравлического регулятора находятся точки (1'', 2'', 3''), соответствующие значениям мгновенных давлений. Через точки в первом квадранте проводятся вертикальные линии, а в третьем квадранте — горизонтальные. Полученные точки в четвертом квадранте (1''', 2''', 3''') определяют закон изменения управляющего сигнала в зависимости от угла открытия дроссельной заслонки для дискретной системы регулирования главного давления.

Системы с постоянным регулированием (см. рис. 1, б) существенно сложнее. Для получения оптимального регулирования главного давления (рис. 3, вариант 5) необходимо иметь в качестве датчика нагрузки 5 (см. рис. 1) датчик крутящего момен-

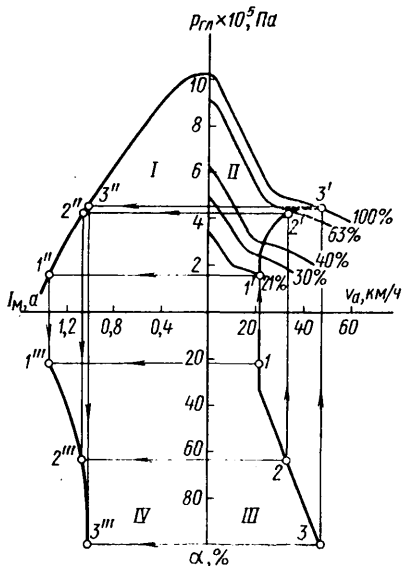


Рис. 2. Построение закона изменения управляющего сигнала в зависимости от нагрузки двигателя для системы с дискретным регулированием

та двигателя и устройство рассогласования 13, выдающее сигнал, пропорциональный режиму работы гидротрансформатора в зависимости от сигналов с датчиков частоты вращения двигателя 12 и скорости автомобиля 14. Кроме того, закон регулирования должен смещаться при изменении передаточного числа механического редуктора в зависимости от сигнала с датчика включенной передачи 7. Из-за сложности конструкции системы и ненадежности работы датчика момента такие системы регулирования пока не нашли распространения.

В разработках зарубежных фирм чаще встречаются системы с законами регулирования главного давления, приближенными с различной степенью точности к оптимальному. На рис. 3, а для примера представлены наиболее характерные законы регулирования главного давления на первой передаче трехступенчатой гидромеханической передачи. Кривые построены без учета давления, необходимого для покрытия утечек в этой передаче. На рис. 3, б построены характеристики момента, затрачиваемого на привод масляного насоса, для приведенных законов регулирования при максимальном и минимальном углах открытия дроссельной заслонки. Момент на привод насоса определяли по экспериментальным кривым в зависимости от величины давления и частоты вращения двигателя.

Система с постоянным поддержанием на каждой передаче уровня главного давления (вариант 1) самая простая. Она изменяет давление в зависимости от сигнала только с одного датчика включенной передачи 7 (см. рис. 1). Применение такой системы регулирования главного давления в гидромеханической передаче требует наличия устройств главного включения фрикционных элементов из-за повышенного коэффициента запаса по сцеплению (при малом угле открытия дроссельной заслонки коэффициент запаса по сцеплению увеличен более чем в 5 раз). Такая система имеет самые высокие потери на привод масляного насоса. С достаточной степенью приближения можно считать, что система с дискретным регулированием главного давления будет иметь такие же потери.

Система со ступенчатым регулированием имеет пороговое устройство, которое снижает давление при достижении входного сигнала определенной величины. Наиболее проста эта система в том случае, когда пороговое устройство срабатывает при достижении определенной скорости автомобиля, например, скорости во время перехода гидротрансформатора на режим гидромукты при полностью открытой дроссельной заслонке (рис. 3, вариант 2). Система обеспечивает также снижение давления в зависимости от угла открытия дроссельной заслонки. Как видно из графика (см. рис. 3, а), такое регулирование обеспечивает плавное переключение при больших углах открытия дроссельной заслонки (регулируемое давление близко к оптимальному). При малых углах открытия дроссельной заслонки система выдает избыточное давление, что отрицательно сказывается на плавности переключения.

Система со ступенчатым регулированием главного давления работает с повы-

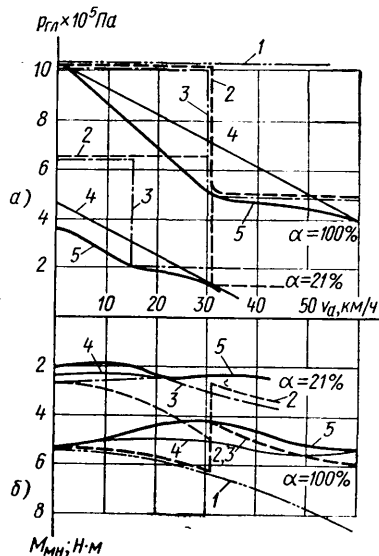


Рис. 3. Характеристики различных вариантов систем с постоянным регулированием главного давления: а — законы изменения давления; б — характеристики момента, затрачиваемого на привод масляного насоса; 1 — система с постоянным поддержанием главного давления на каждой передаче; 2 и 3 — соответственно система со ступенчатым регулированием главного давления по скорости и регулированием по нагрузке двигателя; 4 — системы с линейным регулированием главного давления по скорости и регулированием по нагрузке двигателя; 5 — система с оптимальным регулированием главного давления в зависимости от крутящего момента, частоты вращения двигателя и скорости движения автомобиля

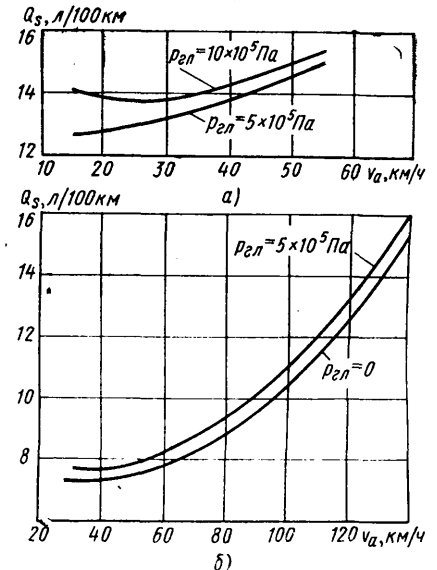


Рис. 4. Экономические характеристики автомобиля: а — на первой передаче; б — на прямой передаче

шенными потерями на привод масляного насоса (избыточный момент достигает 33% при полностью открытой дроссельной заслонке и до 50% — при минимально открытой).

Более оптимальный закон регулирования можно получить, если пороговое устройство будет срабатывать в зависимости от сигналов с двух датчиков оборотов: входного и выходного валов гидромеханической передачи (например, частоты вращения двигателя и скорости автомобиля). В этом случае система уменьшит давление при переходе на режим гидромукфты во всем диапазоне нагрузок двигателя (рис. 3, вариант 3), однако конструктивно схема получится сложной.

Наиболее простой по функциональному построению и близкой к оптимальной следует считать систему с линейным регулированием главного давления по скорости автомобиля и регулированием по нагрузке двигателя (рис. 3, вариант 4). Такая система имеет два основных датчика: скорости автомобиля и нагрузки двигателя. При больших углах открытия дроссельной заслонки система обеспечивает завышенное давление (в зоне перехода на режим гидромукфты), что повышает требования к плавности переключения. При малых углах открытия дроссельной заслонки, когда особенно важно обеспечение плавности переключения, система регулирует давление по закону, близкому к оптимальному. Максимальный избыточный момент на привод масляного насоса составляет не более 16% общего.

Для оценки влияния потерь мощности на привод масляного насоса и закона регулирования главного давления на топливную экономичность автомобиля малого класса с трехступенчатой гидромеханической передачей проведены расчеты с помощью ЭВМ. Исследовали расход топлива на первой и третьей (прямой с отключенным гидротрансформатором) передачах и при движении по европейскому ездовому циклу. Результаты расчетов приведены ниже, а также на рис. 4.

Вариант системы регулирования главного давления	Расход топлива в цикле $10^{-6} \cdot \text{м}^3$
С постоянным поддержанием уровня давления на каждой передаче (также система с дискретным регулированием)	109,95
С оптимальным регулированием давления	105,26
Гидромеханическая передача без учета потерь мощности на привод масляного насоса	99,33

Экономическая характеристика на первой передаче определена для максимального (10×10^5 Па) и минимального давлений (5×10^5 Па) по условиям нормальной работоспособности гидромеханической передачи. На прямой передаче расчет проводили при максимальных потерях на привод масляного насоса (давление 5×10^5 Па) и без учета потерь. Расход топлива при движении автомобиля в цикле рассчитывали для двух законов регулирования главного давления и без учета потерь на привод масляного насоса.

Как видно из рис. 4, а, система с оптимальным давлением на первой передаче по сравнению с системой с максимальным давлением позволяет снизить расход топлива на малых скоростях движения автомобиля [в зоне работы гидротрансформатора на 1,4 л/100 км (10%) и до 0,4 л/100 км (2,7%) на больших скоростях]. На прямой передаче (рис. 4, б) наличие

потерь на привод масляного насоса у системы регулирования с максимальным давлением вызывает перерасход топлива до 0,3 л/100 км (4%) на малых скоростях движения и до 0,6 л/100 км (3,9%) на максимальной. При движении в цикле автомобиль, оборудованный гидромеханической передачей и системой с постоянным поддержанием максимального давления на передачах, имеет больший на 4% расход топлива по сравнению с автомобилем, имеющим гидромеханическую передачу и оптимальную систему регулирования.

Наличие потерь мощности на привод масляного насоса вызывает у автомобиля, оборудованного гидромеханической передачей с оптимальной системой регулирования, перерасход топлива в цикле на 6%.

Таким образом, применение электронных устройств регулирования главного давления в гидромеханической передаче позволяет оптимизировать процесс регулирования с целью снижения динамических нагрузок при переключении и потерь мощности на привод масляного насоса. Проведенные расчеты с помощью ЭВМ показали, что наличие потерь мощности на привод масляного насоса вызывает перерасход топлива автомобиля, оборудованного такой передачей с оптимальной системой регулирования до 4% на прямой передаче и до 6% при движении автомобиля в европейском ездовом цикле.

Системы с дискретным регулированием главного давления конструктивно просты и позволяют поддерживать необходимый коэффициент запаса по сцеплению включаемого фрикционного элемента, что снижает требования к устройствам плавного включения фрикционных элементов. Однако применение таких систем регулирования в гидромеханической передаче ухудшает топливную экономичность (по сравнению с оптимальным регулированием до 10% в зоне работы гидротрансформатора на малых передаточных отношениях на первой передаче). Применение систем с дискретным регулированием главного давления целесообразно в таких передачах, где диапазон регулирования давления мал, например, в двухпоточных гидромеханических передачах и с отключенным гидротрансформатором на высших передачах.

Оптимальное регулирование главного давления в зависимости от режима работы гидромеханической передачи позволяет получить систему с постоянным регулированием. Такая система, как минимум, должна иметь три основных датчика: крутящего момента, частоты вращения двигателя и скорости движения автомобиля. По функциональному построению такая система сложна и мало надежна (вследствие наличия датчика крутящего момента). Более простой является система с линейным регулированием по скорости автомобиля и регулированием по нагрузке двигателя. Она дает незначительное превышение главного давления, а следовательно, и потерь мощности на привод насоса при больших углах открытия дроссельной заслонки (превышение момента на привод масляного насоса не более 16%). При малых углах открытия дроссельной заслонки система обеспечивает близкое к оптимальному регулирование. Системы с постоянным регулированием главного давления целесообразно применять в гидромеханических передачах с электрогидравлической системой управления, где уже имеются датчики и основной электронный блок.

УДК 621.852.42.001.24

К оценке нагружающих свойств клиноременных вариаторов

Д-р техн. наук А. Н. НАРБУТ, канд. техн. наук А. А. НИКИТИН, А. И. АРХИПОВ, В. В. ИЛЮШИН

Московский автомобильно-дорожный институт

В КАЧЕСТВЕ выходных характеристик бесступенчатых саморегулируемых передач, например гидротрансформаторов, обычно используют безразмерные характеристики:

$$K = f(i); \quad \eta = f(i); \quad \lambda_1 = f(i), \quad (1)$$

где $i = \omega_2/\omega_1$ — передаточное отношение, которое характеризует режим работы передачи;

$K = M_2/M_1$ — коэффициент трансформации, который характеризует преобразующие свойства передачи;

$\eta = K i$ — КПД, который характеризует энергетические свойства передачи;

λ_1 — коэффициент момента ведущего вала, который характеризует нагружающие свойства передачи.

Для гидромукфты и гидротрансформаторов

$$\lambda_1 = \frac{M_1 g}{\gamma \omega_1^2 D^5}. \quad (2)$$

где M_1 и ω_1 — соответственно крутящий момент в Н·м и угловая скорость ведущего вала в с⁻¹;

D — активный диаметр рабочей полости в м;

γ — удельный вес рабочей жидкости в Н·м⁻³;

g — ускорение свободного падения в мс⁻².

Безразмерные характеристики (1) справедливы для геометрически подобных гидротрансформаторов (различные значения D), но при одинаковых относительных шероховатостях межлопастных каналов, числа Рейнольдса Re и кавитационных коэффициентах S . Кроме того, для каждого значения D по прочности деталей будут свои максимально допустимые значения ω_1 и M_1 (или N_1).

Для гидротрансформаторов оказалось возможным применить безразмерный коэффициент момента λ_1 только потому, что крутящий момент M_1 пропорционален ω_1 и D .

Клиноременные вариаторы без системы автоматики несаморегулируемы. Вследствие этого их нагружающие свойства

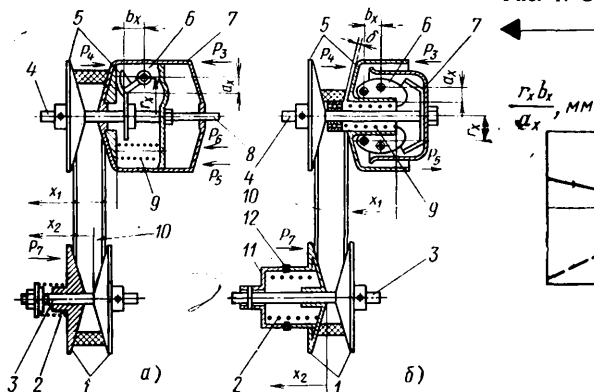


Рис. 1. Схемы клиноременных вариаторов

Рис. 2. Зависимость $r_x b_x / a_x$ от x_1 для вариаторов: 1 — по схеме рис. 1,а; 2 — по схеме рис. 1,б

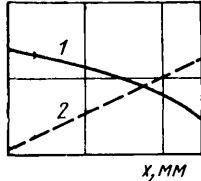
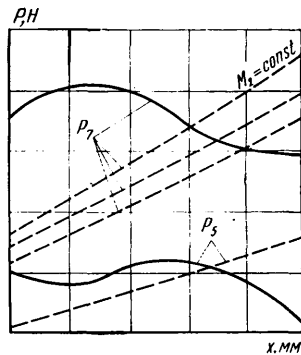


Рис. 3. Зависимость усилий P_5 и P_7 пружин от их перемещений x для вариаторов (сплошные линии — по схеме рис. 1,а; штриховые — по схеме рис. 1,б)



при использовании системы автоматики определяются особенностями системы автоматики, обеспечивающей определенный закон изменения передаточного числа. Рассмотрим две характерные схемы автоматизированных клиноременных вариаторов легкового автомобиля ДАФ [1] (рис. 1,а) и снегохода (мотонарт) «Буран» (рис. 1,б).

В обеих схемах грузики 6 механического центробежного регулятора воздействуют на ведущий шкив 5, а противодействующая грузикам пружина 2, обеспечивая натяжение ремня 10, воздействует на ведомый шкив 1. В схеме рис. 1,а применено автоматическое центробежное сцепление (на рисунке не показано), поэтому добавлена пружина 9 (рис. 1,а), увеличивающая натяжение ремня при малых скоростях ведущего вала 4. В схеме рис. 1,б функции автоматического центробежного сцепления выполняет ведущий шкив, вследствие чего применена возвратная пружина 9 (рис. 1,б), отодвигающая при $\omega_1 \ll \omega_{1x}$ правую щеку ведущего шкива 5 от ремня 10 на величину δ . При этом ремень опускается на подшипник, установленный на ведущем валу 4.

Кроме того, в схеме рис. 1,а внутренняя полость корпуса 7 соединена через отверстие 8 с впускным коллектором двигателя, благодаря чему корректируются режимы совместной работы вариаторов с двигателем. В схеме рис. 1,б на ведомом валу 3 закреплены жестко правая щека ведомого шкива 1 и ступица 11 нагружающего устройства, выступы которой упираются в винтовые скосы 12 левой щеки ведомого шкива 1.

Исходным уравнением, позволяющим определить нагружающие характеристики клиноременного вариатора, может быть уравнение равновесия осевых сил, действующих на ведомый или на ведущий шкивы. Удобнее взять условие равновесия сил для ведущего шкива

$$P_3 + P_4 + P_5 + P_6 = 0, \quad (3)$$

где P_3, P_4, P_5, P_6 — соответственно силы от центробежных грузов 6, от ремня, от пружины 9 и от разрезания в полости корпуса 7 (рис. 1,а).

Если принять, что $P_3 > 0$, тогда $P_4 < 0$, причем для схемы рис. 1,а $P_5 > 0$ и $P_6 \geq 0$, а для схемы рис. 1,б $P_5 < 0$ и $P_6 = 0$. Для каждого заданного значения крутящего момента M_B на ведущем шкиве и расчетного радиуса ремня R_1 можно определить окружную силу P_0 на ремне:

$$P_0 = \frac{M_B}{R_1}. \quad (4)$$

Силу P_4 можно определить по эмпирической формуле [1] в зависимости от силы P_7 пружины 2, воздействующей на ведомый шкив, а также от P_0 и α_1 :

$$P_4 = 0,77 P_0^{0,2} (0,03 P_7^{1,3} e^{-0,04 P_7} + 0,85) \times (0,032 \alpha_1 + 0,42). \quad (5)$$

Для схемы рис. 1,б сила P_7 будет изменяться в зависимости от нагрузки вариатора и конструкции нагружающего устройства.

Рассмотрим особенности действующих сил. Осевая сила P_3 центробежных грузов пропорциональна квадрату угловой скорости ω_1 :

$$P_3 = G_r g \omega_1^2 \frac{r_x b_x}{a_x}, \quad (6)$$

где G_r — суммарная масса грузов;
 r_x — расстояние от оси вращения до центра приведенной массы груза;
 a_x — расстояние от оси поворота груза до точки контакта с ведущим шкивом;
 b_x — расстояние от оси поворота груза до центра его приведенной массы.

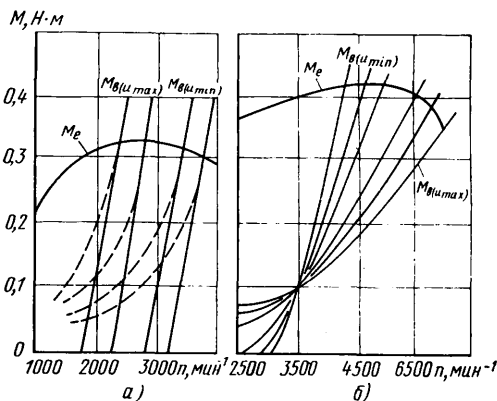


Рис. 4. Нагружающие характеристики вариаторов: а — по схеме рис. 1,а; б — по схеме рис. 1,б

С уменьшением передаточного числа $u = R_2/R_1$ увеличивается x_1 (рис. 1), поэтому изменяется величина $r_x b_x / a_x$, но для каждого фиксированного значения u величина $r_x b_x / a_x$ постоянна. Если бы на шкив действовала только сила P_3 , тогда крутящий момент M_B на ведущем шкиве клиноременного вариатора можно было бы записать с учетом уравнения (6), и, принимая во внимание, что G_r пропорциональна $\gamma_r D_B^3 / g$,

$$M_B = \lambda_B \frac{\gamma_r}{g} \omega_1^2 D_B^3, \quad (7)$$

где D_B — линейный размер вариатора (наибольший диаметр ведущего шкива);

λ_B — коэффициент момента;

γ_r — удельный вес центробежных грузов в $\text{Н} \cdot \text{м}^{-3}$.

Зависимость (7) аналогична зависимости (2). Следовательно, если бы на ведущий шкив действовала только сила P_3 от центробежных грузов, тогда нагружающие свойства клиноременного вариатора можно было бы оценивать так же, как и для гидродинамических передач, коэффициентом момента, применяя безразмерную характеристику — зависимости (1).

Для оценки нагружающих свойств клиноременных вариаторов коэффициентом прозрачности Π , равным отношению коэффициентов моментов при передаточных отношениях i_{\min} и i_{\max} (0 и $i_{k=1}$ для гидротрансформаторов), целесообразно брать режимы с наименьшим u_{\min} и наибольшим u_{\max} передаточными числами. Как следует из уравнений (6) и (7), прозрачность клиноременного вариатора определяется тем, как изменяется величина $r_x b_x / a_x$ с изменением x_1 , т. е. с изменением передаточного числа. Таким образом, прозрачность определяется расположением центробежных грузов относительно точек псворота и упора в шкив (рис. 1 и 2). Как видно из рис. 2, для вариатора по схеме рис. 1,а из-за существенного увеличения a_x с увеличением x_1 обеспечивается прямая прозрачность ($\Pi > 1$), а для схемы рис. 1,б — обратная прозрачность ($\Pi < 1$) из-за малого изменения a_x и увеличения r_x с увеличением x_1 .

Осевая сила P_5 от пружины 9 и особенно сила P_7 , которая входит в осевую силу P_4 , изменяют нагружающие характеристики клиноременного вариатора. Нарушается пропорциональность момента M_B квадрату угловой скорости и что особенно важно, зависимость M_B от ω_1 не проходит через начало координат.

Если при уменьшении высоты пружины 2 по схеме рис. 1,а (уменьшение передаточного числа u) ее усилие P_7 изменяется мало или даже уменьшается (рис. 3), что возможно при использовании тарельчатых пружин (вариатор по схеме рис. 1,а), тогда зависимость M_B от ω_1 получается в вид

почти эквидистантных линий (рис. 4,а, сплошные линии). Однако, если кроме того система реагирует на разрезание во впускном коллекторе двигателя — сила P_6 в уравнении (3), тогда кривые момента M_b при малых значениях резко смещаются в зону малых угловых скоростей (рис. 4,а, штриховые линии). При этом зависимости M_b от ω_1 вновь приближаются к параболическим, т. е. к таким, какие характерны для гидродинамических передач. Такое изменение нагружающих свойств приводит к существенному улучшению топливной экономичности автомобиля [1].

Если при уменьшении высоты пружины 2 ее усилие P_7 увеличивается (рис. 3), что характерно для витых пружин, тогда зависимость M_b от ω_1 получается в виде пучка пересекающихся линий (при обратной прозрачности, рис. 4,б) или в виде почти эквидистантных линий (при прямой прозрачности).

Следовательно, характерное для клиноремненных вариаторов применение пружин, обеспечивающих натяжение ремня, приводит к такому изменению нагружающих характеристик, при котором в большинстве случаев становится невозможным использование коэффициента момента λ_b — уравнение (7).

Это значительно затрудняет сравнительный анализ нагру-

жающих свойств клиноремненных вариаторов. Однако и в этом случае можно использовать зависимость, полученную для $\lambda_b = f(i)$ при $M_b = M_N$ двигателя конкретной колесной или гусеничной машины. Эту зависимость следует дополнить функцией $\lambda_b = f(i)$, полученной при малых значениях M_b , например при $M_b = 0,25 M_N$, что позволит оценить особенности нагружающих характеристик клиноремненных вариаторов.

Таким образом, нагружающие свойства клиноремненных вариаторов можно оценить при помощи безразмерной функции коэффициента момента $\lambda_b = f(i)$. Эта функция справедлива для геометрически подобных вариаторов. Кроме того, для каждого значения D_b по прочности и долговечности будут свои максимально допустимые значения ω_1 и M_b (или N_1).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Петров В. А., Назарко С. А. Исследование автоматического регулирования клиноремненной передачи. — Автомобильная промышленность, 1964, № 3.
2. Пронин Б. А., Ревков Г. А. Бесступенчатые клиноремненные и фрикционные передачи (вариаторы). М.: Машиностроение, 1967.

УДК 629.114.42.001.45

Снижение вибронгруженности рабочего места водителя автомобиля большой грузоподъемности

В. А. ТРЕГУБОВ, В. А. СЫТАЙ, Н. С. ПЛИШКО, В. С. ЗАМЫЦКИЙ, А. С. ГРОМАДСКИЙ

Криворожский горнорудный институт

СЦЕЛЮ нормализации условий труда водителей карьерных автомобилей-самосвалов БелАЗ-540 и БелАЗ-548 были выполнены исследования, при которых последовательно изучали характеристику колебательного процесса, оценивали вибронгруженность рабочего места, анализировали теоретическую возможность защиты человека от низкочастотных колебаний, а затем разрабатывали и испытывали виброизолирующую подвеску сиденья водителя.

Обследование восьми автомобилей-самосвалов гарантийного срока эксплуатации, работающих в характерных условиях карьера, на общую вибронгруженность согласно СН1102—73 показало, что доминирующими для сиденья водителя являются вертикальные вибрации. Для этих вибраций характерны как наибольшие абсолютные уровни вибростороности, так и существенные (примерно в два раза) превышения величин, устанавливаемых санитарными нормами в октавных полосах 2, 4 и 8 Гц. Вибрации горизонтальных направлений укладываются в допускаемые пределы.

Таким образом, нормализация условий труда водителей карьерных автомобилей-самосвалов требует соответствующего снижения уровней вертикальных вибраций сиденья [1]. При использовании для этого обычных пассивных систем, имеющих силовые связи по смещению и скорости (пружина, демпфер), такая задача не представляется реальной, поскольку несложные вычисления показывают, что необходима подвижная масса около 300 кг.

Для выбора параметров подвески, обеспечивающих достижение необходимого виброизолирующего эффекта, в соответствии со схемой (рис. 1) была составлена математическая модель, учитывающая кроме упомянутых силовых связей также динамические особенности тела сидящего человека и неизбежные в реальных конструкциях потери на кулоново трение. Дифференциальное описание модели для условия гармонического возбуждения имеет вид

$$m\ddot{x} + v(\dot{x} - \dot{y}) + \xi(x - y) + C(x - y) + z\dot{x}e^{i\alpha} + R \operatorname{sgn}(\dot{x} - \dot{y}) = 0,$$

где x, y — координаты перемещения сиденья и основания в м;

m — масса подвижной части в кг;

C — жесткость системы в Н/м;

ξ — коэффициент вязкого сопротивления в Н/(м/с);

v — коэффициент инерционного сопротивления в Н/(м/с²);

z, α — модуль [в Н/(м/с)] и аргумент (в град) комплексной величины импеданса человека [2];

R — амплитуда силы кулонова трения в Н.

Модель исследовали на ЭВМ путем перебора вариантов для ряда сочетаний величин параметров ξ, v и m , которые задавались с определенным шагом в пределах выбранных границ ($\xi = 100 \div 1000$ Н/(м/с); $v = 10 \div 80$ Н/(м/с²); $m = 50 \div 150$ кг).

3* Зак. 480

При этом полагали, что параметры C и R постоянны. Значение $C = 10^4$ Н/м было выбрано как минимальное из условия соблюдения комфортности, а $R = 15$ Н, с учетом его негативного влияния, было принято достаточно малым, но достижимым в реальных конструкциях.

Каждый вариант виброизолирующей характеристики сопоставляли с характеристикой, требуемой для соблюдения СН1102—73, и искали величины параметров, наиболее полно соответствующие условию компромисса между возрастанием колебаний в резонансе и степенью виброизоляции в зарезонансной зоне. Для оценки степени приближения использовали минимаксный критерий [3].

Таким образом, были выбраны рабочие параметры, в соответствии с которыми разработана конструкция виброизолирующей подвески сиденья водителя автомобиля-самосвала типа ПВА-2 (рис. 2), техническая характеристика которой приведена ниже.

Жесткость пружины в Н/м	1x10 ⁴
Подвижная масса с сиденьем в кг	110
Сила кулонова трения в Н	15
Коэффициент вязкого сопротивления в Н/(м/с)	500
Коэффициент инерционного сопротивления в Н/(м/с ²)	30
Собственная частота с оператором в Гц	1,1

При конструировании подвески особое внимание уделяли необходимости исключить возможность появления на виброопасных частотах дополнительных резонансов, а также снизить потери на кулоново трение. Первое достигалось приданием соответствующим элементам конструкции достаточно высокой жесткости, а второе — использованием в шарнирах статически нагруженных подшипников качения.

Подвеска ПВА-2 имеет неподвижную раму, образованную плоским основанием 9 и наклонной П-образной стойкой 3. Со стойкой при помощи шарнирного параллелограммного четырехзвенника 1 соединена подвижная рама 6, которая удерживается навесу

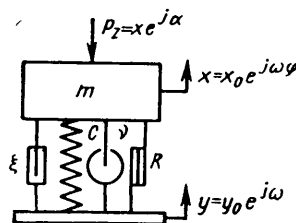


Рис. 1

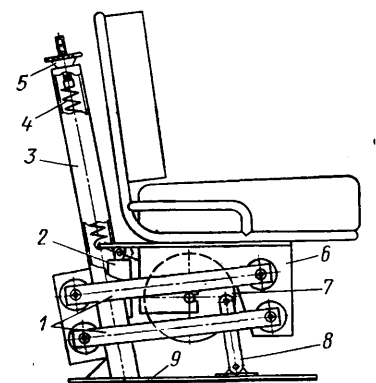


Рис. 2

Автомобильная промышленность № 10, 1980 г.

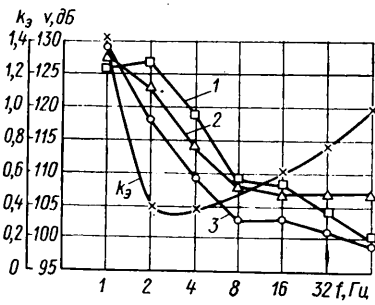


Рис. 3

датель сядет, рычаги параллелограммного четырехзвенника занимали положение, близкое к горизонтальному. При динамических перемещениях сиденья относительно основания, происходящих под действием вибраций, цилиндр совершает угловые колебания вокруг своей оси, чем обеспечивается создание инерционной силы, пропорциональной относительно ускорению.

Опытные образцы виброизолирующих подвесок были исследованы в лаборатории и испытаны в производственных условиях.

В первом случае уточняли величины рабочих параметров конструкции и ее виброизолирующую характеристику.

Значения рабочих параметров устанавливали путем анализа картины затухающих колебаний подвески, нагруженной балластной массой 60 кг. Сначала при отсоединенном демпфере и кривошине инерционного цилиндра находили силу кулонова трения, а затем, последовательно вводя отключенные элементы, определяли коэффициенты силы вязкого и инерционного сопротивления.

Виброизолирующую характеристику подвески снимали на механическом эксцентриковом стенде в диапазоне частот 0—6 Гц, в котором располагаются точки с максимальной и минимальной вибропередачей.

Данные, полученные при лабораторных исследованиях, были близки к расчетным.

Промышленные испытания подвесок проводили на двух автомобилях-самосвалах БелАЗ-540 гарантийного срока эксплуатации во время выполнения ими плановых производственных операций. При этом последовательно (рис. 3) измеряли уровни вибронегруженности сиденья в штатном исполнении (кривая 1) и после установки на подвеску (кривая 2). Для

пружиной 4 растяжения и опирается на гидравлический демпфер 2. Внутри пустотелой подвижной рамы на оси помещен цилиндр 7, взаимодействующей с кривошипом 8. Сверху на салазках для продольного перемещения закреплено сиденье.

Натяжение пружины 4 при помощи винта 5 регулируют таким образом, чтобы после того как вод-

сравнения нанесены допустимые уровни (кривая 3), а также дана характеристика коэффициента эффективности k_z . Последний определяли как отношение вибрационных скоростей опытного и штатного сидений.

Использование виброизолирующей подвески позволило добиться существенного снижения вибраций сиденья, особенно в наиболее опасных октавных полосах 2 и 4 Гц, где коэффициент эффективности составил около 0,4. На этих частотах вибронегруженность опытного сиденья оказалась значительно ниже предельно допустимых величин.

Вместе с тем происходило некоторое возрастание колебаний в октаве 1 Гц, сопровождающееся превышением допустимого уровня в среднем на 3 дБ. Однако такое превышение незначительно и может быть частично или полностью устранено при дальнейшем совершенствовании подвески. Одно из направлений — снижение массы инерционного цилиндра, а следовательно, и массы подвески, что, естественно, ведет к некоторому снижению степени виброизоляции. Одновременно снижение подвижной массы при сохранении величины демпфирования приведет к уменьшению резонансных явлений, что в итоге позволит полностью ввести характеристику в соответствие с действующими нормативами.

После выполнения предусмотренной серии измерений на автомобилях были оставлены подвески для проверки их работоспособности в условиях длительной эксплуатации. Из накопленного за данное время материала следует, что субъективно всеми водителями, занятыми на обслуживании этих автомобилей, отмечено существенное улучшение комфортабельности рабочего места и снижение утомляемости. В результате проведенной обработки статистического материала установлено также, что применение виброизолирующих подвесок ПВА-2 на автомобилях-самосвалах БелАЗ-540 способствует повышению сменной производительности на 6—8%.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Прутчиков О. К. К вопросу о нормировании безопасных режимов работы водителей грузовых автомобилей. — В сб.: Влияние вибрации на организм человека. М.: Наука, 1977, с. 405—409.
2. Coerman R. The Mechanical Impedance of the Human Body in Sitting and Standing Position at Low Frequencies, Human Vibration Research Pergamon Press, 1963.
3. Ильков В. К., Коваленко А. Н., Лопков В. И. К вопросу оптимизации сложных колебательных систем. Материалы IX Всесоюзной акустической конференции. М., 1977, с. 63—66.

УДК 629.113.012.551

К вопросу о долговечности шин

Канд. техн. наук Н. М. КИСЛИЦИН, С. А. БЕЛОВ, Ю. В. МАКСИМОВ

Горьковский автозавод, Горьковский политехнический институт им. А. А. Жданова

В АЖНЫМ показателем качества шин является долговечность, определяемая в основном износом протектора. Для определения влияния на износ шин их конструктивных особенностей и особенностей автомобилей, а также дорожных условий широкому кругу специалистов промышленности и транспорта необходимы соответствующие методики испытаний. Рассмотрим методы и результаты некоторых работ, посвященных изучению причин и характера износа шин.

В работе [1] с помощью экспертного опроса определено влияние некоторых факторов на срок службы шин размера 6,00—15. На основании средней и минимальной величин глубины рисунка протектора по ширине беговой дорожки вычисляли соответственно возможный L_b и эффективный L_a оставшиеся сроки службы, а по разнице $L_b - L_a$ — неравномерность износа шин. Показано, что величина L_b сокращается из-за неравномерного износа у радиальных и диагональных шин соответственно на 32 и 23%. Отношение сроков службы наиболее и наименее долговечных диагональных шин около 1,5, радиальных — около 3,5.

Результаты исследования износа шин управляемых колес современных легковых автомобилей на различных участках дорог показали, что изменение дорожных условий вызывает у всех автомобилей изменение интенсивности износа на одну и ту же величину [2]. На участках дорог $D_1 - D_2$, $D_2 - D_3$, $D_3 - D_4$ эта величина соответственно равна Δy_2 , Δy_3 , Δy_4 (рис. 1). Таким образом, интенсивность износа данного типа шин управляемых колес автомобиля на любом участке дороги (например, с усовершенствованным покрытием)

$$y_{ij} = y_{i1} + \Delta y_j, \quad (1)$$

где i, j — индексы автомобилей и участков дорог; y_{i1} — интенсивность износа шин i -го автомобиля на участке D_1 равнинной дороги (зависит от конструктивных особенностей автомобиля и характеристик шин); Δy_j — изменение интенсивности износа шин на j -м участке горной дороги (зависит от изменения дорожных условий и характеристик шин).

Согласно равенству разницы между интенсивностями износа данного типа шин автомобилей различных моделей i на каждом из участков дорог одинакова. Например, для автомобилей № 2 и № 1 эта разница y_a (рис. 1) позволяет оценить влияние изменения конструкции автомобиля на износ шин.

Таким образом, можно определять износ шин на любом участке дорог путем суммирования возникающего на равнинной дороге износа, который подсчитан по методике работ [3], с износом, вызванным изменением дорожных условий, который подсчитан по методике работы [4]. Выявленные

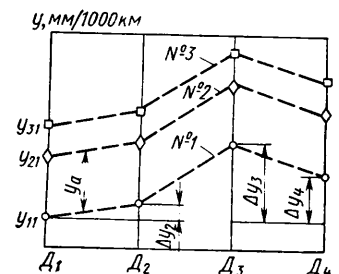


Рис. 1. Интенсивность износа у шин передних колес автомобилей на характерных участках равнинных (D_1) и горных ($D_2 - D_4$) дорог (№ 1, № 2, № 3 — автомобили разных моделей)

Рис. 2. Приращение интенсивности износа y_0 шин И-146 в зависимости от величины схождения колес на скоростной дороге автополигона НАМИ (показано точками) и на дорогах общего пользования (показано крестиками)

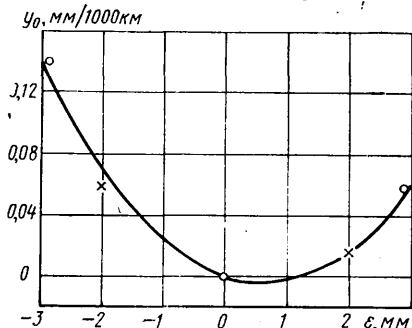
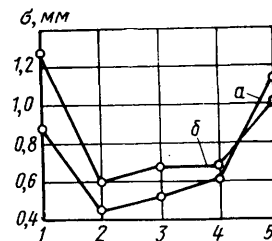


Рис. 3. Среднеквадратичные отклонения глубины рисунка протектора по длине 1—5 канавок шины И-146 (первая — наружная по отношению к автомобилю): а — при пробеге 15—18 тыс. км; б — при пробеге 24—29 тыс. км



закономерности открывают возможности для проведения дальнейших исследований и прогнозирования износа шин проектируемых автомобилей, для оценки участков дорог и систематизации результатов испытаний на них шин различных моделей, для нормирования износа и запаса шин в условиях эксплуатации.

Согласно выражению для определения влияния конструктивных особенностей автомобиля на износ шин достаточно иметь сравнительные данные на любом участке дорог. Этому выводу не противоречат результаты определения износа шин размера 7,35—14 моделей И-146 автомобилей ГАЗ-24 «Волга» выпуска 1970 г. с различными схождениями управляемых колес на скоростной дороге Центрального научно-исследовательского автополигона НАМИ и дорогах общего пользования.

Полигонные испытания проводили на трех автомобилях в три этапа (каждый пробег около 5 тыс. км). Схождение колес в снаряженном состоянии составляло 0 мм, +2,9 мм и -2,9 мм, при этом углы развала колес были 0°00', а углы продольного наклона шкворня — 30'. Средняя скорость движения автомобиля составляла 116 км/ч.

Результаты испытаний после пробега около 16 тыс. км приведены на рис. 2. Для оценки влияния схождения колес (конструктивных особенностей автомобиля) на износ шин произвели согласно уравнению (1) вычитание интенсивностей износа на каждом участке дороги. За начало отсчета приняли интенсивность износа при схождении 0 мм, а по оси ординат отложили приращение интенсивности износа на этой дороге при соответствующих схождениях.

Эксплуатационные испытания проводили на 12 технически исправных автомобилях ГАЗ-24-01. Каждые четыре автомобиля в снаряженном состоянии имели схождение колес 0 мм, +2,0 мм и -2,0 мм с установкой углов развала колес 0°00', а углов продольного наклона шкворня — 30'. Испытания проводили в три этапа (каждый пробег около 13 тыс. км). Данные, полученные после пробега 32—44 тыс. км, приведены на рис. 2. Из рисунка видно, что результаты испытаний на автополигоне и на дорогах общего пользования могут быть описаны одной кривой. Между тем интенсивность износа шин при схождении колес 0 мм на автополигоне (0,277 мм/1000 км) на 60% больше, чем на дорогах общего пользования (0,173 мм/1000 км). Одинаковый результат (минимум при схождении +0,6 мм) подтверждает, что с помощью выражения (1) можно в первом приближении учитывать влияние конструктивных особенностей на износ шин не только на равнинных и горных дорогах, а также при движении в городе и на автополигоне. На рис. 2 приращение y_0 относительно минимума описано уравнением

$$y_0 = \psi \varepsilon^2 \text{ мм/1000 км}, \quad (2)$$

где $\psi = 0,0107$;

ε — схождение колес в мм.

Аналогичный вид имеет зависимость приращения проскальзывания шины И-146 от угла схождения при угле развала колес, равном нулю [2]. Следовательно, износ шины в первом приближении пропорционален величине ее проскальзывания.

Для определения влияния схождения колес автомобиля ГАЗ-53А на износ шин проведены ускоренные испытания на дорогах общего пользования. Специально подготовленные четыре автомобиля одинакового технического состояния испытывали двумя независимыми парами. В одной паре было установлено схождение колес 0 мм и +3 мм, в другой +3 мм и +6 мм. Углы развала колес составляли +30' ÷ +50'. Работы проводились в три этапа (каждый пробег около 4,5 тыс. км). Результаты испытаний показали, что износ радиальных шин размера 240—508 при схождении 0 мм меньше, чем при схождениях +3 и +6 мм, соответственно на 25 и 40%. Следовательно, положительное схождение при положительном угле развала только увеличивает износ шин. С

учетом результатов этих исследований Горьковским автозаводом на автомобилях ГАЗ-53А было установлено схождение колес 0—3 мм.

Для получения сведений о влиянии на срок службы шин материала, из которого они изготовлены, и конструкции обычно проводят трудоемкие и длительные износные испытания. Для оперативного решения ряда вопросов разрабатывают также методику приближенной оценки срока службы шин с помощью простых средств в лабораторных условиях [1].

На Горьковском автозаводе регистрируют неравномерность износа шин путем измерения глубины рисунка протектора по всем канавкам, например в 86 поясах. Это позволяет вычислять неравномерность износа шин не только по ширине беговой дорожки, но и по ее длине с помощью среднеквадратичного отклонения. Эксплуатация автомобилей ГАЗ-24 «Волга» показала, что у шин И-146 на передних ведомых колесах часто был неравномерный износ как по ширине беговой дорожки — повышенный износ плечевых зон, так и по ее длине — пятнистый износ. При дорожных испытаниях выявлено, что неравномерный износ (рис. 3) возникает на автомобилях, техническое состояние которых соответствует инструкции по эксплуатации. Для определения причин неравномерного износа разработан ускоренный способ определения износа шины с помощью укрепленных к протектору пластин [5].

Исследования износа пластин показали, что неравномерный износ шин И-146 происходит при различных скоростях движения автомобиля. Вследствие этого дальнейшие исследования проводили в лабораторных условиях при качении колеса с малой скоростью без вертикальных и угловых колебаний. В результате экспериментов обнаружены значительные поперечные составляющие проскальзывания шины, направленные знакопеременно к центру контакта.

Наибольшие удельные давления зарегистрированы по всей средней части беговой дорожки, а на ее краях — только на выступах протектора, что вызывает значительные проскальзывания и износ беговой дорожки шины И-146 в местах углублений и способствует развитию неравномерного износа. Эта неравномерность уменьшается при перестановке колеса на другую сторону автомобиля и на место ведущего колеса и возрастает с увеличением углов схода и развала.

Сделан вывод, что причиной неравномерного износа являются конструктивные особенности шины и техническое состояние автомобиля [5]. Исследования с помощью скоростной кино съемки подтвердили, что в сравнении с другими моделями у шины И-146 происходят значительные поперечные проскальзывания в плечевых зонах. На основании анализа конструкции, проскальзывания и износа шин различных моделей сделан вывод, что путем изменения кривизны профиля беговой дорожки можно влиять на поперечные проскальзывания в плечевых зонах и добиваться равномерности износа шины. При этом улучшаются устойчивость, управляемость и тормозные свойства автомобиля, снижается шумность шин [6].

На основании проведенных исследований была создана шина размера 7,35—14 модели ИД-195, с обратной кривизной профиля беговой дорожки при изготовлении.

Испытания 145 шин одной модели И-146 показали, что шины, изготовленные на различных заводах, изнашиваются различно. Например, шины изготовленные на одном заводе, изнашиваются в основном в плечевой зоне, а изготовленные на другом заводе — по всей ширине беговой дорожки. Срок службы шин, изготовленных на разных заводах, различен. Износ шин зимой может быть в 5 раз меньше, чем летом, он нестабилен и зависит, например, от температуры воздуха, наличия снега и гололеда. Вследствие этого сравнить можно результаты испытаний, проводившихся одновременно. Эксплуатационные износные испытания 92 шин И-146 и ИД-195, установленных на автомобилях ГАЗ-24-01, проводили зимой и летом. Они показали, что шины ИД-195 отличаются равномерным износом по ширине и длине беговой дорожки и большим по сравнению с шинами И-146 сроком службы. Результатом исследований было применение на автомобилях ГАЗ-24 «Волга» шин ИД-195,

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Rauch H. — H. S. von Schieszl, Ermittlung der Lebenserwartung von Reifen aus technischen Einzeldaten im Vergleich zu ihrer Lauffeistung auf der Straße. — ATZ 76, 1974, № 3, s. 78—85.
 2. Кислицин Н. М. К вопросу о взаимном влиянии различных факторов на проскальзывание и износ шин. — Автомобильная промышленность, 1978, № 7, с. 25—27.
 3. Кислицин Н. М. Влияние изменения колеи колес на проскальзывание и износ шин. — Автомобильная промышленность, 1979, № 10, с. 17—19.

4. Bergman Walter and Crum Wendel B. New Concepts of Tire Wear Measurement and Analysis SAE, May 14—18, 1973, 730615, p. 1—22.
 5. Кислицин Н. М. Об исследовании явления неравномерного износа шин автомобиля «Волга» модели ГАЗ-24. Труды Горьковского политехнического института им. А. А. Жданова, т. XXX, вып. 2. Горький: 1974, с. 76—80.
 6. Фортунков Д. Ф., Вдовин А. В. Исследование рисунка протектора шин в зоне контакта с дорогой при помощи скоростной кино съемки. — Автомобильная промышленность, 1977, № 3, с. 15—18.

УДК 629.113.012.5:629.113.073.23

Выбор моделей для аналитического описания взаимодействия пневматической шины с дорогой

Канд. техн. наук И. И. ВОДЯНИК

Каменец-Подольский сельскохозяйственный институт

ОСНОВНЫЕ закономерности явлений, возникающих при нагружении неподвижного и катящегося колеса с пневматической шиной, определены в работах [1 и 2]. Однако аналитических зависимостей, отражающих сущность процессов взаимодействия шины с дорогой и, в частности, взаимосвязь сопротивления качению с различными конструктивными и эксплуатационными факторами автомобиля, пока нет. Получение таких зависимостей позволяет понять происходящие явления, оценить их количественно и определить пути совершенствования шин с целью снижения сопротивления качению.

Предлагается решение указанной задачи, основанное на использовании главных выводов реологии [3], аксиомой которой является положение о том, что всем телам присущи свойства фундаментальных тел (Гука, Ньютона и Сен-Венана), выраженные в разной степени.

Действительно, испытания шин на деформируемость под действием нормальной нагрузки Q показали, что затухание свободных колебаний достаточно точно подчиняется закону геометрической прогрессии, и сила внутреннего трения шины пропорциональна первой степени скорости колебаний [4 и 5], а статические упругие характеристики содержат петли гистерезиса [4 и 2]. Таким образом, для аналитического описания деформируемости шины применима трехэлементная модель, показанная на схеме качения колеса (рис. 1).

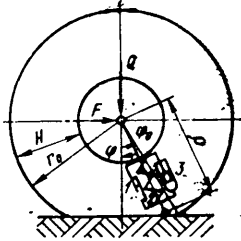


Рис. 1. Схема качения колеса с реологической моделью деформации пневматической шины:

1 — элемент сухого трения; 2 — упругий элемент; 3 — элемент гидравлического сопротивления

Для произвольной точки контакта шины с дорогой радиальное давление может быть выражено

$$\sigma = E \varepsilon \pm \mu \dot{\varepsilon} \pm \sigma_0 = E (\varepsilon \pm \tau \dot{\varepsilon} \pm v),$$

где E — модуль деформации;
 μ — коэффициент вязкости;
 ε и $\dot{\varepsilon}$ — соответственно относительная деформация и ее скорость;
 σ_0 — напряжение, обусловленное постоянным внутренним трением;
 τ — время последействия;
 v — коэффициент, показывающий, какую часть модуля составляет постоянное внутреннее трение (знак плюс соответствует точкам передней части линии контакта, минус — задней).

Продольные реакции дороги (рис. 1), действующие в контакте, могут быть выражены формулами

$$Q = \int_0^{\varphi_0} \sigma B \rho \cos \varphi d \varphi + \int_0^{\varphi_0} \sigma B \rho \cos \varphi d \varphi;$$

$$F = \int_0^{\varphi_0} \sigma B \rho \sin \varphi d \varphi - \int_0^{\varphi_0} \sigma B \rho \sin \varphi d \varphi,$$

где B^0 — ширина поверхности контакта;
 φ_0 — угол задней части линии контакта, в пределах которого действует радиальное давление;
 ρ и φ — полярные координаты точки контакта относительно центра колеса;
 φ_0 — угол передней части линии контакта.
 Соотношение между углами φ_0 и φ_0 определяется из условия

$$\cos \varphi_0 = \frac{\left(1 - \frac{H}{r_0} v\right) \cos \varphi_0}{1 + \tau \omega \operatorname{tg} \varphi_0} \quad (1)$$

при $\varphi = \varphi_0 \sigma = 0$,

где H — высота профиля шины;

ω — угловая скорость вращения колеса.

После подстановок и интегрирования получим формулы для расчета Q и F .

Известно, что коэффициент сопротивления качению f определяется по формуле $f = F/Q$. Величину τ , необходимую для расчета сопротивления, можно определить по результатам испытаний шин на свободные колебания [4] или, если известно f , решением обратной задачи, а E и v — по результатам статических испытаний из следующих соображений. Как следует из рис. 1, при статическом нагружении шины оба участка контакта работают одинаково, воспринимая нагрузку, равную $0,5 Q$:

$$Q = 2 \int_0^{\varphi_0^c} \sigma B \rho \cos \varphi d \varphi, \quad (2)$$

где φ_0^c — угол контакта при статических испытаниях.

Уравнение (2) можно представить в виде

$$Q = Q_E + Q_v,$$

где Q_E — часть нормальной нагрузки колеса, воспринимаемая силами упругости;

Q_v — часть нагрузки, воспринимаемая силами трения.

Вследствие этого

$$E = \frac{(Q - Q_v) H}{2 B r_0^2 \cos \varphi_0^c \left(\varphi_0^c - \frac{1}{2} \cos \varphi_0^c \ln \frac{1 + \sin \varphi_0^c}{1 - \sin \varphi_0^c} \right)}; \quad (3)$$

$$v = \frac{Q_v}{2 B E r_0 \varphi_0^c \cos \varphi_0^c}. \quad (4)$$

С целью проверки полученных уравнений на ЭВМ «Нанри-2» выполнены расчеты сопротивления качению колес с различными пневматическими шинами. Используемые в расчетах исходные данные приведены в таблице.

На рис. 2 приведены расчетные и экспериментальные данные о сопротивлении качению. Сопоставление этих данных показало, что они близки по значению. Это подтверждает правильность выбора моделей взаимодействия шины с дс

Параметр	Шины		
	14,00—20, ОИ-25	6,70—15, Я-127А	260—20, М-103
r_0 в мм	635—645	365	514
B в мм	310	146	208
H в мм	390	183	260
Q в кН	12—29	5,75	15,5
p_w в кПа	90—360	220	450
v в км/ч	5	20—50	0—50

рогой и пригодность полученных уравнений для расчета сопротивления качению в зависимости от различных факторов. Однако использованные при анализе взаимодействия схематизация и упрощения явлений не могут не сказаться на соответствии результатов расчетов действительным значениям сопротивления качению. Реологические модели позволили отразить лишь основные взаимосвязи величин и главные процессы, происходящие при качении колеса с пневматической шиной по твердой дороге. Вследствие этого необходимо указать, какие факты и процессы не отражены при анализе взаимодействия. Главные из них следующие.

1. Полученные уравнения позволяют учитывать внутреннее трение в материале шины, которое составляет 90—95% всех потерь, обуславливающих сопротивление качению. Кроме них имеются потери на трение в контакте (5—10%) и аэродинамические (1,5—3%) [2]. Очевидно, их можно учитывать введением соответствующих поправок в результаты расчетов.

2. Анализ выполнен для ведомого режима нагружения колеса. Специальными исследованиями установлено [6]:

а) минимальное сопротивление качению характерно для колеса, нагруженного крутящим моментом, величина его численно равна сопротивлению качению в ведомом режиме;

б) прирост мощности сопротивления качению (по сравнению с ведомым режимом) вызывается приложением к колесу крутящего момента, определяется в функции последнего и представляется в виде составляющей общей мощности сопротивления качению; для качения колеса в ведущем режиме полученные уравнения применимы с учетом указанного приращения сопротивления, которое определяется известными методами [6].

3. При анализе принято, что шина деформируется только в местах контакта с дорогой, а линия контакта представлена хордой окружности, соответствующей свободному радиусу, что в действительности не совсем так [2]. Это приводит к завышению угла ϕ_0 по сравнению с истинным значением. Однако применение завышенного значения ϕ_0^c при определении модуля деформации шины, а также сопротивления качению по приведенным формулам уменьшает погрешность расчетов, о чем свидетельствуют результаты сопоставления расчетных и экспериментальных данных (рис. 2).

4. Полученные уравнения применимы для случаев качения колеса со скоростью, меньшей критической [2], так как при анализе взаимодействия не учитывались силы инерции, действующие на элементы шины, и колебания ее беговой дорожки в зоне выхода из контакта.

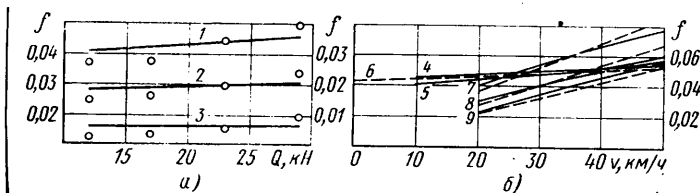


Рис. 2. Зависимости коэффициента сопротивления качению f от нормальной нагрузки Q и скорости качения v :

а — шина 14,00—20 (точки соответствуют результатам измерений [1], кривые — расчетам); б — шина 260—20 (кривые 4—6) и шина 6,7—15 (кривые 7—9; сплошные линии — результаты испытаний [2]; штриховые — расчетные данные, для кривых 7—9 шкала отсчета f — справа); 1 — 90 кПа; 2 — 180 кПа; 3 — 360 кПа; 4—6 — при давлении воздуха в шине 450 кПа; 7 — 120 кПа; 8 — 170 кПа; 9 — 220 кПа

5. Взаимодействие анализировалось в случае качения колеса без бокового увода по ровной дороге. Влияние боковых сил и неровностей дороги на сопротивление качению шин можно учитывать, вводя соответствующие поправки в результаты расчетов по приведенным уравнениям. Для определения поправок можно использовать результаты специальных исследований [7 и 8].

Таким образом, применение реологических моделей для аналитического описания взаимодействия пневматической шины с дорогой дает возможность получить представление о механизме возникновения сопротивления качению колеса, обусловленного внутренним трением в шине. Полученные уравнения позволяют рассчитать это сопротивление в зависимости от различных факторов. Используя расчеты в качестве основы, можно определить значения сопротивления в различных режимах нагружения и условиях качения путем введения соответствующих поправок, методы определения которых известны.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Петрушов В. А. и др. Сопротивление качению автомобилей и автопоездов. М.: Машиностроение, 1975. с. 53—98.
- Работа автомобильной шины. Под ред. В. И. Кнороза. М.: Транспорт, 1976, с. 53—111.
- Рейнер М. Реология. М.: Наука, 1965, с. 3—30.
- Колесников К. С. Автоколебания управляемых колес автомобиля. М.: Гостехиздат, 1955, с. 69—100.
- Анкинович Г. Г. и др. Экспериментальное определение демфирующих свойств шин низкого давления — пневмокатков. — Известия вузов. Машиностроение, 1968, № 8.
- Литвинов А. С. О причинах потерь мощности при качении ведущего колеса. — Автомобильная промышленность, 1972, № 5, с. 12—16.
- Кнороз В. И., Макарян Р. Г., Юрьев Ю. М. Влияние увода на сопротивление качению шин. — Автомобильная промышленность, 1972, № 11, с. 15—17.
- Беленький Ю. Ю., Шуклин С. А., Московкин В. В. О мощностном балансе автомобиля при движении по твердым неровным дорогам. — Автомобильная промышленность, 1977, № 9, с. 18—19.

УДК 629.113.001.2

Исследование стабилизирующих моментов управляемых колес автомобиля

Канд. техн. наук Д. Ф. ФОРТУНКОВ

Горьковский автозавод

СТАБИЛИЗАЦИЯ управляемых колес является одним из основных факторов, влияющих на управляемость и устойчивость автомобиля при движении по прямой дороге и на повороте.

Для определения величины и направления момента относительно шкворня, возникающего при повороте управляемого колеса, был проведен эксперимент на автомобиле ГАЗ-24 с полной нагрузкой в соответствии со схемой, приведенной на рис. 1. Правое управляемое колесо было отсоединено от рулевой трапеции и вращалось свободно вокруг шкворня при стоящем на месте левом управляемом колесе. С помощью тензорезистора 3, наклеенного на соединенный со шпилькой колеса рычаг 2, определяли величину момента при повороте

управляемого колеса на площадке 1 как из нейтрального положения, так и к нейтральному положению. Этот момент преодолевает стабилизирующий момент $M_{ст}$ от веса, приходящегося на колесо, и момент трения в шкворневом соединении, зависящий от скорости вращения. Вследствие этого при проведении эксперимента, чтобы получить сравнимые величины момента трения, сохранялась постоянная скорость поворота колеса.

Используя схему рис. 1, можно определить момент трения в шкворне

$$M_{т} = \frac{M_{пр} + M_{обр}}{2}, \quad (1)$$

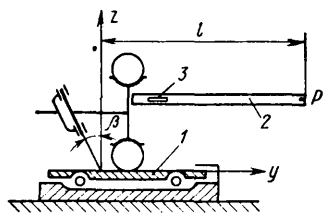


Рис. 1

где $M_{пр}$ — момент, необходимый для поворота колеса вокруг шкворня от нейтрального к крайнему положению; $M_{обр}$ — момент при вращении колеса из крайнего положения к нейтральному.

Результаты экспериментального определения моментов на диагональных шинах (кривые 1) и радиальных (кривые 2) приведены на рис. 2.

Представляет также практический интерес определение моментов относительно оси шкворня, возникающих вследствие увода шин на повороте. Для этого с помощью тензометрирования находили моменты, приложенные к поворотным рычагам. Продольный угол наклона шкворней при этом устанавливали $0; +2^\circ$ и -3° . При нулевом значении продольного угла наклона шкворня γ значение стабилизирующего момента от угла увода определяли из выражения

$$M_\delta = M_{\delta 1} - M_\beta + M_T, \quad (2)$$

где $M_{\delta 1}$ — момент, измеренный при движении с постоянным углом поворота и установившейся скоростью движения автомобиля;

M_β — момент от поперечного угла наклона шкворней.

Можно определить момент M_γ от продольного угла наклона шкворня из выражения

$$M_\gamma = M_{\delta 2} - M_\beta - M_\delta + M_T, \quad (3)$$

где $M_{\delta 2}$ — момент, измеренный при значениях углов поперечного β и продольного γ наклона шкворней, отличных от нуля.

Измеряли момент трения в одном шаровом шарнире рулевой трапеции, а также его величину, помноженную на число соединений, включая маятниковый рычаг. Момент трения в рулевом механизме определяли приложением усилия к рулевой сошке через пружинный динамометр.

На рис. 2 построены характеристики стабилизирующего момента $M_2 = M_\delta + 2M_\beta$ в зависимости от угла поворота управляемых колес при скорости движения автомобиля $v_a = 10$ км/ч и нагрузке на переднюю ось $G_1 = 9$ кН при трех значениях давления воздуха в шинах. Кривые построены в результате испытания двух моделей шин радиальной конструкции (штриховые линии) и трех моделей шин диагональной конструкции (сплошные линии).

Из рис. 2 видно, что с увеличением давления стабилизирующий момент от увода M_δ уменьшается. Стабилизирующий момент радиальных шин несколько меньше, чем диагональных. Это можно объяснить тем, что шины радиальной конструкции имеют жесткий брекер, который увеличивает коэффициент сопротивления уводу и угол увода. На рис. 3 приведены стабилизирующие моменты, действующие на правое управляемое колесо с шинами 7,35—14 при внутреннем давлении 17 кПа в зависимости от угла его поворота вокруг шкворня при скорости движения 10 км/ч.

Проследив кривую изменения момента $M_6 = M_\gamma$ при $\gamma = +2^\circ$ на рис. 3, можно отметить, что при угле поворота наружного управляемого колеса $\theta_n = 23,7^\circ$, когда оно возвращается к нейтральному положению, кривая переходит из области положительных значений в область отрицательных значений момента [1 и 2]. Это объясняется тем, что при переходе наружного колеса через угол $\theta_n = 23,7^\circ$, который является критическим углом, момент от θ автомобиля меняет свой знак.

Если $\gamma = -3^\circ$, то критический угол $\theta_{кр} = 32,63^\circ$, при котором момент от веса (нормальной реакции) меняет свой знак на обратный, находится на внутреннем колесе. Поскольку момент $M_7 = M_\gamma$ при $\gamma = -3^\circ$ включает в себя как момент от нормальной, так и момент от поперечной реакций, приложенных к центру площади контакта шины с дорогой, и оба момента имеют одинаковое направление от нейтрального положения до положения при критическом угле $\theta_{в.кр}$, кривая M_7 не пересекает ось абсцисс.

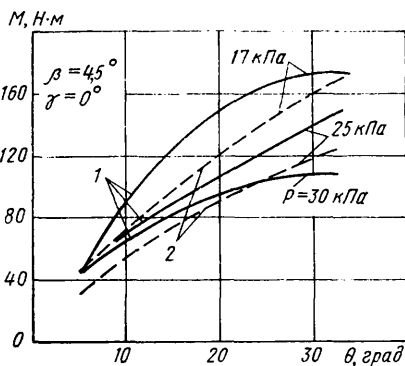


Рис. 2

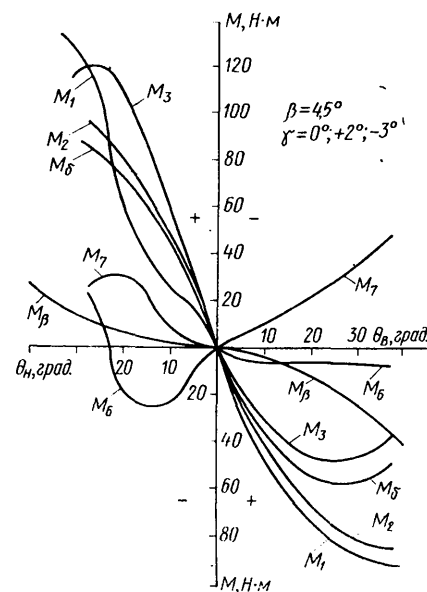


Рис. 3

Для определения кривой стабилизации запишем уравнение работ всех моментов, приложенных к системе рулевого управления, используя принцип Даламбера — Лагранжа:

$$(M_c - M_{н.к} - M_{т.п}) \theta = M_{н.р} \theta_{р.к} + M_{т.р} \theta_{р.с}, \quad (4)$$

где $M_{н.р}$ — кинетический момент инерций рулевого колеса, вала и червяка в сборе;

$\theta_{р.к}$ — угол поворота рулевого колеса;

M_c — стабилизирующий момент управляемых колес;

θ — средний угол поворота управляемых колес;

$M_{н.к}$ — кинетический момент инерции обоих управляемых колес и всех связанных с ними деталей (тормозов, поворотных кулаков, рулевых тяг и рычагов и т. д.);

$M_{т.п}$ — момент трения в рулевом приводе (в шкворнях, шаровых шарнирах и оси маятникового рычага);

$\theta_{р.с}$ — угол поворота рулевой сошки.

После ряда преобразований получим

$$M_c \mp J \ddot{\theta} - M_T = 0, \quad (5)$$

где $J = (J_k + J_{р.к} i_{р.м}^2 i_{р.п}^2)$ — приведенный момент инерции всех вращающихся масс системы;

$M_T = (M_{т.п} + M_{т.м} i_{р.п})$ — приведенный момент трения в системе;

$M_{т.м}$ — момент трения в рулевом механизме;

$i_{р.м}$ и $i_{р.п}$ — передаточные числа соответственно рулевого механизма и рулевого привода.

Поскольку выражение аналитической зависимости между моментами M_c , M_T и углом поворота θ встречает некоторые затруднения, уравнение (5) решают графоаналитическим методом.

В самом начале выхода автомобиля из поворота управляемые колеса повернуты на угол θ_0 и неподвижны относительно шкворней, т. е. их частота вращения ω_0 в начальный момент равна нулю. Разделив весь диапазон изменения угла поворота от θ_0 на равные интервалы $\Delta\theta_1, \Delta\theta_2 \dots$ и определив соответствующие им средние частоты вращения в интервалах, а также время поворота управляемых колес до углов $\theta_1, \theta_2 \dots$, можно найти общее время поворота.

Общее время поворота управляемых колес из исходного положения до момента, когда ускорение становится равным нулю ($d\omega/dt=0$), определяется суммированием значений времени прохождения каждого из интервалов:

$$t_1 = t_1 + t_2 + t_3 + \dots + t_n = \sqrt{2J\Delta\theta} \left(\frac{1}{\sqrt{M_{ср}}} + \frac{1}{\sqrt{M'_{ср} + \sqrt{M'_{ср} + M''_{ср}}}} + \dots + \frac{1}{\sqrt{M'_{ср} + \sqrt{M'_{п} + M'_{ср} + \dots + M''_{ср}}}} \right), \quad (6)$$

где $M'_{ср}$, $M''_{ср}$, ..., $M''_{ср}$ — средний результирующий момент в 1-м, 2-м, ..., n-м интервалах,

На этом заканчивается первый этап стабилизации (первый участок кривой стабилизации см. в работе [2]), а согласно работе [1] заканчивается и весь процесс стабилизации. Считают, что управляемые колеса возвратились в нейтральное положение или остановились, не доходя до него. Из кривых стабилизации, приведенных в работе [2], видно, что в конце этого этапа частота вращения ω управляемых колес при выходе из поворота к нейтральному положению достигла лишь своего максимального значения. Из этого следует, что кинетическая энергия поворота системы также стала максимальной, а результирующий момент $M_p = M_c - M_r = 0$. Следовательно, в дальнейшем управляемые колеса будут продолжать вращаться вокруг шкворней, возвращаясь к нейтральному положению с постоянной частотой вращения под действием кинетического момента инерции, так как действие внешних сил на систему равно нулю. При этом условии начала второго этапа стабилизации запишется при $M_p = 0$ из уравнения (5)

$$\frac{d^2 \theta}{dt^2} = 0; \quad \frac{d\theta}{dt} = \omega_{II} = \text{const}; \quad \theta'_1 = \theta'_0 + \omega_{II} t_{II},$$

где θ'_0 — угол поворота управляемых колес в начале второго этапа стабилизации в точке, в которой $M_p = 0$;

θ'_1 — угол поворота управляемых колес в конце второго этапа.

откуда

$$\omega_5 = \sqrt{\omega_{II}^2 - \frac{2 \Delta \theta}{J} (M_{IV \text{ cp}} + M_{V \text{ cp}})} c^{-1}. \quad (10)$$

Средняя частота вращения данного интервала

$$\omega_{IV \text{ cp}} = \frac{\omega_4 + \omega_5}{2} = \frac{1}{2} \left(\sqrt{\omega_{II}^2 - 2 \frac{\Delta \theta}{J} M_{IV \text{ cp}}} + \sqrt{\omega_{II}^2 - \frac{2 \Delta \theta}{J} (M_{IV \text{ cp}} + M_{V \text{ cp}})} \right) c^{-1}. \quad (11)$$

Время прохождения интервала

$$t_5 = \frac{\Delta \theta}{\omega_{IV \text{ cp}}} = \frac{2 \Delta \theta}{\sqrt{\omega_{II}^2 - \frac{2 \Delta \theta}{J} M_{IV \text{ cp}}} + \sqrt{\omega_{II}^2 - \frac{2 \Delta \theta}{J} (M_{IV \text{ cp}} + M_{V \text{ cp}})}}. \quad (12)$$

Отсюда можно вывести выражение для общего времени поворота управляемых колес от положения $M_p = 0$ до конца поворота к нейтральному положению, т. е. время третьего, последнего, этапа стабилизации

$$t_{III} = t_4 + t_5 + \dots + t_n = 2 \Delta \theta \left(\frac{1}{\omega_{II} + \sqrt{\omega_{II}^2 - 2 \frac{\Delta \theta}{J} M_{IV \text{ cp}}}} + \frac{1}{\sqrt{\omega_{II}^2 - 2 \frac{\Delta \theta}{J} M_{IV \text{ cp}}} + \sqrt{\omega_{II}^2 - \frac{2 \Delta \theta}{J} (M_{IV \text{ cp}} + M_{V \text{ cp}})}} + \dots + \frac{1}{\sqrt{\omega_{II}^2 - 2 \frac{\Delta \theta}{J} (M_{IV \text{ cp}} + M_{V \text{ cp}} + \dots + M_{n-1 \text{ cp}})}} + \sqrt{\omega_{II}^2 - \frac{2 \Delta \theta}{J} (M_{IV \text{ cp}} + M_{V \text{ cp}} + \dots + M_{n \text{ cp}})}} \right)$$

Время прохождения второго этапа

$$t_{II} = \frac{\theta'_1 - \theta'_0}{\omega_{II}}. \quad (7)$$

В третьем этапе стабилизации результирующий момент становится отрицательным и кинетическая энергия начинает расходоваться на преодоление трения. Движение в этом случае происходит с замедлением.

Время, необходимое для поворота управляемых колес, под действием кинетического момента инерции от угла θ'_1 до угла θ_4 определяют из выражения

$$t_4 = \frac{\Delta \theta}{\omega_{\text{cp}}} = \frac{2 \Delta \theta}{\omega_{II} + \sqrt{\omega_{II}^2 - 2 \frac{M_{IV \text{ cp}} \Delta \theta}{J}}}. \quad (8)$$

Для следующего интервала можно записать

$$J \frac{\omega_4^2 - \omega_5^2}{2} = M_{V \text{ cp}} \Delta \theta, \quad (9)$$

Общее время стабилизации от исходного положения до конца поворота управляемых колес $t_{\text{ст}} = t_I + t_{II} + t_{III}$.

В работе [2] приведены кривые, полученные экспериментальным путем. Такие же кривые можно построить расчетным способом, используя изложенную выше теорию.

Таким образом, при проектировании новых моделей автомобилей необходимо производить расчеты по построению характеристики стабилизации управляемых колес, исходя из стеновых характеристик упругого стабилизирующего момента шин, предназначенных для проектируемого автомобиля. При испытании опытных образцов вновь проектируемых автомобилей необходимо ввести в практику определение стабилизирующих моментов по изложенной методике, что даст возможность оценивать составляющие стабилизирующих моментов и выбрать оптимальные значения углов установки шкворней, обеспечивающие устойчивое движение управляемых колес с достаточной стабилизацией без самовозбуждения колебаний.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Илларионов В. А. Стабилизация управляемых колес автомобиля. М.: Трансиздат, 1966.
2. Фортунков Д. Ф. Исследование стабилизации управляемых колес легковых автомобилей. — Автомобильная промышленность, 1967, № 4, с. 26—27.

УДК 629.113.001.1

Вентиляция салона автомобиля ВАЗ-2121 с центробежно-роторным пылеотделителем

В. П. ХОХРЯКОВ, Б. Н. ХОХРЯКОВ

Азово-Черноморский институт механизации сельского хозяйства

ЧТОБЫ ПЫЛЬ не попадала внутрь легкового автомобиля, в системе его вентиляции необходимо предусматривать установку эффективного пылеотделителя и создавать в салоне избыточное давление, позволяющее предотвратить поступление пыли через неплотности кузова.

Пылеотделитель должен сочетать высокую сепарационную эффективность с минимальными габаритами и массой, малыми энергетическими затратами и большой надежностью при эксплуатации в условиях высокой запыленности и резких изменений параметров наружного воздуха, а также низким

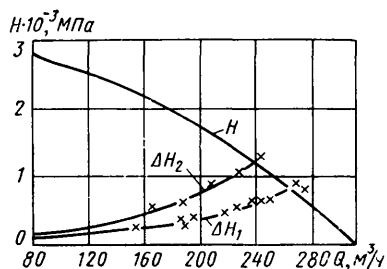


Рис. 1. Характеристика салона автомобиля ВАЗ: ΔH_1 — характеристика салона; ΔH_2 — характеристика салона и отопителя; H — характеристика вентилятора отопителя

уровнем звуковой мощности. Кроме того, он должен быть технологичным, допускать применение пластмасс и иметь небольшую себестоимость.

Оптимальный вариант кабинового пылеотделителя во многом зависит от выбранной аэродинамической схемы и параметров воздуха, подаваемого в салон, т. е. его расхода, напора и коэффициента очистки.

На расход воздуха в салоне автомобиля влияют конструкция кузова, место расположения воздухозаборных отверстий, характеристики воздухопроводов системы вентиляции [1]. Большой расход воздуха нецелесообразен, так как затрудняет возможность равномерного распределения потока в салоне с допустимой по санитарным нормам скоростью его движения. Подача избыточного количества воздуха летом оказывает влияние на ввод тепла внутрь салона, и, наоборот, избыточное количество воздуха зимой приводит к переохлаждению салона. Рассчитанный по существующим нормам расход воздуха для автомобиля типа ВАЗ должен составлять не менее $150 \text{ м}^3/\text{ч}$ ($30 \text{ м}^3/\text{ч}$ на одного человека).

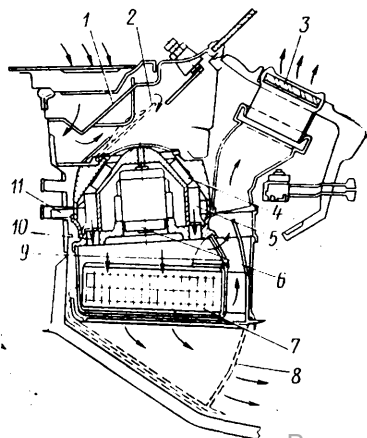
Максимальный расход воздуха определяли следующим образом. Была проверена герметичность салона автомобилями ВАЗ-2101, ВАЗ-2103, ВАЗ-2105 и ВАЗ-2121 путем наддува тарированным вентилятором. Полученная характеристика салона накладывалась на характеристику осевого вентилятора существующей системы вентиляции, с учетом характеристики блока отопителя. На рис. 1 показана полученная зависимость. Пересечение кривых ΔH_2 и H позволяет определить максимальный расход воздуха в системе вентиляции этих автомобилей — $240 \text{ м}^3/\text{ч}$ при общем напоре вентилятора $1,2 \text{ МПа}$. Из указанного напора $0,6 \text{ МПа}$ расходуется в блоке отопителя на покрытие внутренних сопротивлений, и только $0,5$ — $0,6 \text{ МПа}$ используется для создания подпора в салоне. Поскольку герметичность салона недостаточна при существующих требованиях к автомобилю [2], можно считать расход воздуха $200 \text{ м}^3/\text{ч}$ предельным для автомобилей ВАЗ при условии обеспечения хорошей герметичности кузова.

По данным работы [3], запыленность на входе в воздухозаборник при движении автомобиля по автомагистрали составляет 1 — $2 \text{ мг}/\text{м}^3$, по мощной городской дороге 2 — $3 \text{ мг}/\text{м}^3$, по шоссе 4 — $5 \text{ мг}/\text{м}^3$, по дороге без твердого покрытия 10 — $100 \text{ мг}/\text{м}^3$, по дорогам карьеров и строек 500 — $1000 \text{ мг}/\text{м}^3$. В работе [4] указано, что максимально допустимая концентрация пыли в салоне автомобиля может быть не более $5 \text{ мг}/\text{м}^3$. Если принять, что при движении автомобиля ВАЗ-2121 в условиях бездорожья запыленность воздуха в районе воздухозаборника может составить $50 \text{ мг}/\text{м}^3$, то коэффициент очистки пылеотделителя в кабине должен быть не менее 90% .

Защита салона от попадания пыли — важный фактор обеспечения комфорта, так как при этом салон предохраняется от загрязнения, а кожа и глаза водителя — от раздражающего воздействия пыли. Кроме того, пыль, попадая на поверхность радиатора отопителя, нарушает работу блока отопителя. Увлажненный неочищенный воздух загрязняет радиатор отопителя и увеличивает его аэродинамическое сопротивление. При увеличении сопротивления уменьшается расход воздуха и снижается подпор в салоне, что в свою очередь приводит к усиленному проникновению пыли через неплотности

Рис. 2. Принципиальная схема блока отопителя с центробежно-роторным пылеотделителем:

- 1 — отражатель; 2 — верхняя крышка; 3 — дефлекторы; 4 — диагональный вентилятор; 5 — сепарационный ротор; 6 — электродвигатель МЭ-255; 7 — радиатор отопителя; 8 — нижняя крышка; 9 — крышка воздухозаборника; 10 — спрямляющий аппарат; 11 — патрубок выбора пыли



кузова. Неплотности в средней части кузова являются чаще всего местом входа воздуха, а щели в передней части кузова — местом его выхода [5], т. е. в движущемся автомобиле при негерметичном кузове место наиболее вероятного проникновения пыли будет находиться в средней части кузова, а не в передней его части, в месте установки блока отопителя. Очевидно, чтобы предотвратить попадание пыли в средней части кузова, необходимо обеспечить его герметизацию.

С учетом теоретических и экспериментальных исследований, проведенных Азово-Черноморским институтом механизации сельского хозяйства [6], совместно с Волжским автозаводом им. 50-летия СССР разработан блок отопителя с пылеотделителем центробежно-роторного типа для автомобиля ВАЗ-2121. На рис. 2 приведена принципиальная схема блока отопителя с встроенным пылеотделителем.

Внутри корпуса пылеотделителя расположена рабочая часть с диагональным вентилятором и сепарационным ротором. Установленный на выходе из рабочей части спрямляющий аппарат соединяет корпус пылеотделителя с основанием. В основании закреплен электродвигатель МЭ-255 номинальной мощностью 25 Вт . Внутренняя полость корпуса, охватывающая сепарационный ротор, образует полость пылесборника, в которой тангенциально установлен патрубок выброса пыли. Сочетание диагонального вентилятора и спрямляющего аппарата позволило обеспечить высокие аэродинамические параметры пылеотделителя.

Установка пылеотделителя на входе в воздухозаборник радиатора отопителя обеспечила подачу очищенного воздуха и поддержание стабильного сопротивления радиатора проходу воздуха.

В воздухозаборнике радиатора помещали крышку, которая позволяла направлять очищенный воздух минуя радиатор отопителя в летнее время и регулировать распределение температуры по высоте салона в зимнее время, подмешивая часть холодного воздуха в воздухопровод дефлекторов. Кроме того, смешиванием в отопителе свежего воздуха с нагретым, который воспринимается как чересчур сухой и неприятный, достигалось необходимое увлажнение, что улучшало самочувствие водителя.

Воздух в пылеотделителе очищался следующим образом. Запыленный воздух всасывался диагональным вентилятором и подавался в межлопаточные каналы сепарационного ротора. Под действием центробежной и кориолисовой сил инерции частицы пыли осаждались на поверхность лопаток ротора и, скользя по ним, удалялись в полость пылесборника, откуда вместе с небольшой частью воздуха автоматически и непрерывно удалялись через патрубок выброса пыли в силовое отделение автомобиля. Очищенный воздух через спрямляющий аппарат поступал в воздухозаборник отопителя.

На рис. 3 показана аэродинамическая характеристика нового блока отопителя. Характеристику пылеотделителя определяли при постоянной частоте вращения ротора 3000 мин^{-1} и постоянном напряжении 14 В . Для сравнения приведена характеристика серийного осевого вентилятора блока отопителя при постоянном напряжении 14 В . Одновременно определяли характеристику воздухопроводов блока, в частности воздухопровода, включающего дефлекторы при открытой крышке 9 (см. рис. 2) и закрытой нижней крышке 8, и воздухопровода, включающего радиатор отопителя при закрытой крышке 9 и закрытых дефлекторах.

Как видно из графика, пылеотделитель при работе через радиатор обеспечивает расход 214 — $228 \text{ м}^3/\text{ч}$ воздуха при гидравлическом сопротивлении отопителя $0,7$ — $0,85 \text{ МПа}$. Такие высокие параметры были достигнуты благодаря совершенной аэродинамической схеме пылеотделителя, который наряду с этим обеспечивал необходимую очистку воздуха от пыли.

При стендовых пылевых испытаниях применяли кварцевую пыль с содержанием частиц размером до 5 мкм в количестве 6 — 10% от массы воздуха, что соответствует, по данным работы [3], содержанию частиц в песчаных, супесчаных и лесовых почвах. Содержание таких частиц в гли-

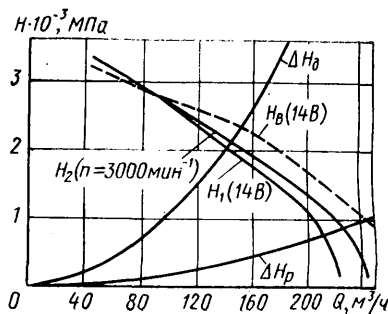


Рис. 3. Характеристика опытного блока отопителя: H_1 — характеристика пылеотделителя при $v = \text{const}$; H_2 — характеристика пылеотделителя при $n = \text{const}$; H_b — характеристика осевого вентилятора при $v = \text{const}$; ΔH_d — характеристика дефлекторов; ΔH_p — характеристика радиатора

нистом черноземе и бурой горно-лесной почве — больше 10%, но кварца в них содержится меньше 10%, и соответственно запыленность в салоне может превысить 5 мг/м³ (до 10 мг/м³). Коэффициент очистки пылеотделителя, определяемый из отношения запыленности воздуха на входе и на его выходе, составлял 84—86% при расходе воздуха 180—210 м³/ч. Таким образом, блок отопителя автомобиля ВАЗ с центробежно-роторным пылеотделителем отвечает основным требованиям, предъявляемым к системе вентиляции и обеспыливание воздуха.

При натуральных испытаниях разработанного блока отопителя главное внимание уделяли точному определению запыленности на входе в воздухозаборник при движении автомобиля и коэффициента очистки пылеотделителя. Чтобы исключить влияние подсосов воздуха через неплотности кузова, последний был полностью герметизирован герметиком. Автомобиль дополнительно был снабжен фильтрами, установленными на выбросе пылеотделителя (дополнительный фильтр) и на выходе из нижней крышки (основной фильтр) при закрытых дефлекторах. При движении автомобиля в запыленном облаке и работе пылеотделителя отсепарированная и пропущенная пыль осаждалась в фильтрах, выполненных из фланели или байки. Фильтры взвешивали до и после прохождения того или иного участка грунтовой дороги. Запыленность на входе определяли по формуле

$$\varphi_0 = [(G_{\text{ф0}}^{\text{п}} - G_{\text{ф0}}^{\text{д}}) + (G_{\text{фд}}^{\text{п}} - G_{\text{фд}}^{\text{д}})] / (Q t) \text{ мг/м}^3,$$

где $G_{\text{фд}}^{\text{д}}$, $G_{\text{фд}}^{\text{п}}$ — масса фильтра на выбросе пыли до и после проведения испытаний в мг;

$G_{\text{ф0}}^{\text{д}}$, $G_{\text{ф0}}^{\text{п}}$ — масса фильтра, установленного на выходе из нижней крышки, до и после проведения испытаний в мг;

t — продолжительность испытаний в с;

Q — расход воздуха через пылеотделитель, определяемый по аэродинамической характеристике блока отопителя при постоянном напряжении в м³/с.

Перед проведением испытаний необходимо длительное запыление воздухопроводов на входе в блок отопителя (подкапотное пространство). С этой целью на входе в заборные решетки капота устанавливали щитки высотой 50—70 мм, которые увеличивали скоростной напор в блоке отопителя и количество поступающей пыли. На рис. 4 показана схема автомобиля, снабженного дополнительными устройствами для проведения пылевых испытаний (фильтр на выбросе пыли условно не показан).

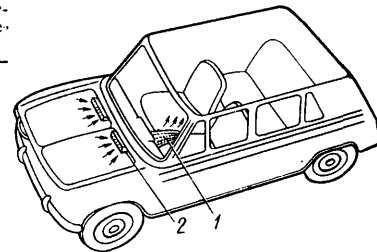
Коэффициент очистки пылеотделителя

$$K = \left\{ 1 - \frac{1 + q/(Q - q)}{[1 + (G_{\text{фд}}^{\text{п}} - G_{\text{фд}}^{\text{д}})] / (G_{\text{ф0}}^{\text{п}} - G_{\text{ф0}}^{\text{д}})} \right\} 100\%,$$

где q — расход воздуха на выброс пыли в м³/с.

Рис. 4. Схема автомобиля, снабженного дополнительными устройствами для проведения пылевых натуральных испытаний:

1 — абсолютный фильтр; 2 — щитки



При расчете коэффициента очистки принимаем $q/(Q - q) = 0,08 \div 0,1$.

Как показали испытания, коэффициент очистки пылеотделителя остается практически постоянным при изменении степени запыленности воздуха на входе до 1000 мг/м³ (сопротивление радиатора отопителя, подпор в салоне и расход воздуха через отопитель при изменении степени запыленности воздуха оставляли неизменными: подпор 0,6—0,7 МПа, расход 200 м³/ч).

Для проведения натуральных испытаний блока отопителя с существующим качеством герметизации автомобиля требуется изменить методику испытаний (с целью учета пыли, поступающей в салон через неплотности) и разработать чувствительные датчики для измерения направления и величины скорости потока в салоне (например, индуктивные анемометры или тензоанемометры).

Таким образом, разработанная система вентиляции автомобиля ВАЗ-2121 с применением эффективного центробежно-роторного пылеотделителя может способствовать созданию комфорта и безопасности движения при эксплуатации в условиях бездорожья.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Frank W. Fragen der Reheizung und Belüftung von Kraftfahrzeugen. — Automobiltechnische Zeitschrift, 1971, Bd. 73, № 10.
2. Wallis S. B. Ventilation System Aerodynamics — A New Design Method. — SAE Preprint, 1971, № 710036.
3. Маёв В. Е., Пономарев Н. Н. Воздухоочистители автомобильных и тракторных двигателей. М.: Машиностроение, 1971. 174 с.
4. Гастила Л. И. Кондиционирование воздуха в автомобилях и безопасность движения. — В сб.: Энергоснабжение и кондиционирование воздуха на транспорте. Рига: Зинатне, 1965.
5. Палутин Ю. И., Михайловский Е. В., Конаков А. М., Андронов В. Н. Пути уменьшения запыленности салона автомобиля. — Автомобильная промышленность, 1978, № 5, с. 19—20.
6. Хохряков В. П. Разработка и исследование центробежно-роторного пылеотделителя для транспортных машин. — В сб.: Очистка воздуха, масла и топлива в двигателях внутреннего сгорания. М.: НАМИ, 1978.

УДК 629.113.004

Влияние некоторых конструктивных и эксплуатационных факторов на производительность автомобиля

С. В. Платонов

НИИАТ

ЭФФЕКТИВНОСТЬ использования автомобиля определяется соотношением его производительности и суммарных затрат, поэтому правильная оценка производительности имеет важное значение для обоснования эксплуатационно-технических требований к конструкции автомобиля при выборе типа подвижного состава и планировании или анализе процесса перевозок.

Наиболее распространена оценка производительности автомобиля по зависимости [1]

$$W = \gamma q l \beta v_T T D \alpha / (l + \beta v_T t_n), \quad (1)$$

где W — производительность;

γ — коэффициент использования грузоподъемности;

q — грузоподъемность;

l — длина ездки с грузом;

β — коэффициент использования пробега;

v_T — техническая скорость;

T — время в наряде;

D — количество календарных дней;

α — коэффициент использования автомобиля;

t_n — время на погрузку и разгрузку.

Однако некоторые величины, входящие в это выражение, зависят друг от друга, что затрудняет действительную оценку производительности, ее нормирование и прогнозирование.

Кроме того, в выражении (1) в явном виде не отражено влияние всех основных конструктивных факторов, определяющих производительность автомобиля, что часто не позволяет на стадии проектирования выбрать оптимальное решение, обеспечивающее наибольший эффект при эксплуатации автомобиля. Особенно это относится к конструктивным параметрам, характеризующим ремонтную и эксплуатационную технологичность автомобиля. Повышению уровня эксплуатационной технологичности при создании новых автомобилей (или модернизации) в настоящее время уделяется большое внимание, однако количественной оценки влияния степени соответствующего конструктивного совершенства автомобиля, т. е. полноты

реализации параметров эксплуатационной технологичности, на его производительность пока нет. Следует отметить также, что по выражению (1) производительность автомобиля оценивается по фактически выполненной им работе, а не по потребной. Вследствие этого по зависимости (1) более производительным будет автомобиль, который при прочих равных условиях эксплуатируется на более длинных маршрутах. Такой подход не позволяет оценить действительную производительность автомобиля в условиях, где имеется широкий выбор маршрутов перевозок и, следовательно, невозможно обособленно выбрать наиболее рациональный для этих условий тип подвижного состава. Данный вопрос имеет особенно важное значение для организации транспортного обслуживания сельскохозяйственного производства, для которого характерен широкий диапазон дорожных условий.

В связи с этим возникает необходимость применения более точного выражения для определения производительности автомобиля. Чтобы выявить влияние конструктивных и эксплуатационных факторов, целесообразно оценивать производительность по величине потребной (полезной) транспортной работы A_0 , выполненной за общий ресурс времени работы автомобиля t_0 , т. е.

$$W = A_0/t_0 = Q S_d k_m \beta / t_0, \quad (2)$$

где Q — объем перевозимого груза;
 S_d — длина маршрута;
 k_m — коэффициент, учитывающий отличие действительного маршрута S_d от кратчайшего S_0 ($S_0 = k_m S_d$).

В выражении (2) коэффициент k_m характеризует возможность движения автомобиля по наиболее короткому маршруту с учетом как дорожных условий, так и его конструктивных особенностей (проходимости, тягово-сцепных свойств).

Общий ресурс времени t_0 состоит из трех составляющих:

$$t_0 = t_{дв} + t_{об} + t_{орг}, \quad (3)$$

где $t_{дв}$ — время движения автомобиля в пути, которое зависит от средней скорости $v_{ср}$ чистого движения на маршруте S_d ($t_{дв} = S_d/v_{ср}$) и отражает скоростные свойства автомобиля; $t_{об}$ — время, необходимое для поддержания автомобиля в технически исправном состоянии (выполнение технических обслуживаний, ремонт, устранение отказов и т. п.). Это время, характеризующее эксплуатационную технологичность автомобиля, зависит от величины пробега и может быть определено как $t_{об} = k_s S_d$, где $k_s = \sum \alpha_i$ (α_i — удельные коэффициенты затрат времени на выполнение соответствующих работ на единицу пробега); $t_{орг}$ — потери времени, не зависящие от пробега, а связанные с необходимостью проведения ежедневных или периодических работ, обусловленных только организацией транспортного процесса (оформление нарядов, ожидание постановки автомобиля в ремонт и т. п.). Эта составляющая может быть учтена коэффициентом $k_{орг}$ потерь общего времени t_0 ($t_{орг} = k_{орг} t_0$).

Выражая величину Q через грузоподъемность q автомобиля, коэффициент использования грузоподъемности γ и коэффициент использования пробега β , а время t_0 через его составляющие, выражение (2) можно привести к виду

$$W = q \gamma \beta v_{ср} k_m (1 - k_{орг}) / (1 + v_{ср} k_s). \quad (4)$$

Полученное выражение характеризует производительность автомобиля по величине потребной транспортной работы и учитывает все основные факторы, влияющие на производительность.

Это позволяет анализировать и сравнивать автомобили различных типов (в том числе полноприводные и неполнопривод-

ные) и оценивать влияние различных факторов на эффективность автомобиля.

Одним из факторов, в наибольшей степени определяющим производительность, является скорость движения. При этом зависимость производительности от скорости нелинейная (рис. 1). В диапазоне относительно малых и средних скоростей движения увеличение скорости $v_{ср}$ приводит к значительному росту производительности; в диапазоне повышенных скоростей влияние приращения скорости становится меньше. (Если в диапазоне скоростей до 30—40 км/ч увеличение сред-

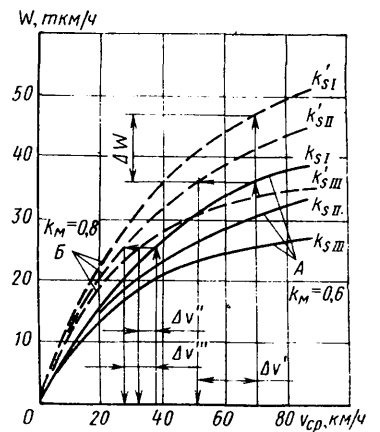


Рис. 3. Зависимость производительности автомобиля ЗИЛ-130 от средней скорости в различных условиях использования

ней скорости движения приводит к почти пропорциональному увеличению производительности, то в диапазоне 60—70 км/ч темп прироста производительности от увеличения $v_{ср}$ снижается в 2—2,5 раза). Отсюда следует, что увеличение средней скорости движения особенно эффективно там, где дорожные условия существенно ограничивают реализацию скоростных свойств автомобиля. Это прежде всего относится к грунтовым дорогам с переменным микропрофилем. Здесь меры по повышению средних скоростей движения и, в частности, совершенствование системы поддрессоривания оказывают определяющее влияние на производительность и эффективность автомобиля.

В значительной степени производительность зависит от показателей эксплуатационной технологичности автомобиля, учитываемых в выражении (4) коэффициентом k_s . При этом влияние фактора эксплуатационной технологичности проявляется в наибольшей степени в зоне высоких скоростей движения (рис. 2). Для автомобилей, работающих на высоких скоростных режимах, улучшение показателей эксплуатационной технологичности (уменьшение коэффициента k_s) влияет на производительность даже гораздо больше, чем повышение грузоподъемности. Например, в диапазоне средних эксплуатационных скоростей 50—70 км/ч, характерных для наиболее распространенных режимов перевозок, повышение производительности на 40—50% сопряжено с необходимостью увеличения грузоподъемности в 2 раза (т. е. с переходом на новый тип транспортного средства). В то же время такой прирост производительности может быть обеспечен снижением коэффициента k_s на 0,01—0,02 от существующего уровня. Последняя задача решается при несопоставимо меньших капитальных затратах. Данное обстоятельство обуславливает целесообразность конструктивного усовершенствования автомобилей именно в направлении повышения их надежности и снижения показателей эксплуатационной и ремонтной технологичности.

Коэффициент k_m в выражении (4) связан не только с выбором маршрута по величине пробега, но и с типом транспортного средства, его скоростными возможностями на данном маршруте, проходимостью и тягово-сцепными свойствами. Естественно, что при одинаковых дорожных условиях и средней скорости сокращение маршрута (т. е. увеличение коэффициента k_m), как видно из рис. 3, приводит к росту полезной производительности на величину ΔW . Совершенно иная ситуация возникает, когда сокращение длины маршрута сопряжено с изменением характера дорожных условий или типа автомобиля. В этом случае изменение условий эксплуатации приводит к изменению скорости движения и коэффициента k_s . Поэтому нельзя считать, что сокращение длины маршрута приведет к росту полезной производительности автомобиля. Так, если при переходе с маршрута А ($k_m=0,6$) на маршрут Б ($k_m=0,8$) изменяются условия эксплуатации (при этом может изменяться и тип автомобиля), то в случае движения по дорогам, соответствующим, например, не первой, а второй категории условий эксплуатации (рис. 3, кривая $k_{s II}$), этот переход будет оправданным только в том случае, если падение средней скорости движения не будет больше величины $\Delta v'$. Тогда производительность сохранится на прежнем уровне. Сокращение же маршрута, вызывающее переход на дороги с более тяжелыми условиями эксплуатации (кривая $k_{s III}$), приводит к снижению производительности, т. е. нецелесообразно. В зоне меньших скоростей движения целесообразность выбора того или иного маршрута будет определяться допустимым

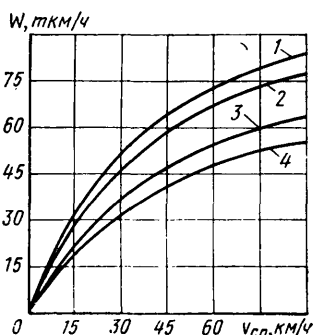


Рис. 1. Зависимость производительности автомобилей от средней скорости движения:
 1 — МАЗ-500А; 2 — КамАЗ-5320; 3 — ЗИЛ-130; 4 — ГАЗ-53А

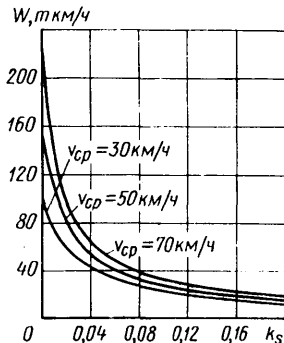


Рис. 2. Влияние эксплуатационной технологичности на производительность автомобиля КамАЗ-5320

снижением скорости движения соответственно на величины $\Delta v''$ и $\Delta v'''$.

Таким образом, используя выражение (4), можно записать следующее условие целесообразности выбора маршрута и типа автомобиля с учетом его скоростных возможностей, конструктивных особенностей и технического уровня:

$$\frac{k_{M2}}{k_{M1}} \geq \frac{q_1 \gamma_1 v_{ср1} (1 + v_{ср2} k_{s2})}{q_2 \gamma_2 v_{ср2} (1 + v_{ср1} k_{s1})}, \quad (5)$$

где величины с индексами «1» и «2» относятся к сравниваемым образцам автомобилей и маршрутов.

Для практического выбора типа автомобиля, его параметров и определения полезной производительности может быть использована номограмма, приведенная на рис. 4 и построенная с использованием выражения (4). Эта номограмма позволяет по значениям средней скорости $v_{ср}$ с учетом показателей эксплуатационной технологичности k_s , потерь времени на организацию процесса перевозок $k_{орг}$, возможных маршрутов движения k_M определять производительность W или нормировать любые из показателей, исходя из заданного объема перевозок либо из вероятных условий использования автомобиля.

Номограмма позволяет также определять рациональное значение некоторых конструктивных параметров, характеризующих скоростные свойства и эксплуатационную технологичность автомобиля, исходя из технико-экономических обоснований на создание нового автомобиля по условию его производительности.

Приведенный анализ показывает, что производительность автомобиля зависит от многих факторов, поэтому ее повыше-

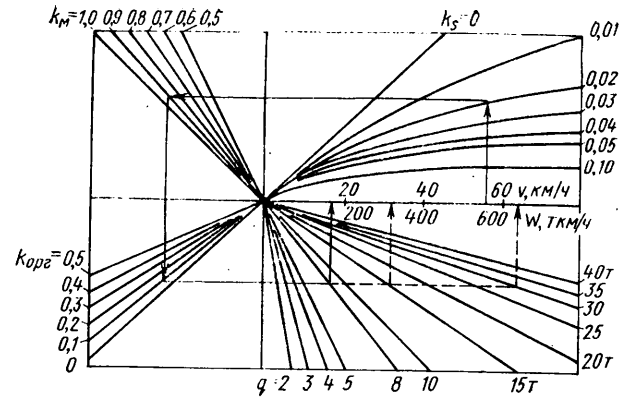


Рис. 4. Номограмма для определения производительности автомобилей различных типов

ние наиболее рационально за счет комплекса конструктивных мероприятий, обеспечивающих повышение грузоподъемности, скоростных свойств, улучшение параметров эксплуатационной технологичности и приспособленности автомобилей к условиям эксплуатации. В этом случае достигается наибольший эффект от использования автомобильного подвижного состава при выполнении разнообразных транспортных задач.

УДК 629.113.012.8.001.4:620.1.05:629.113.075

Стенд для определения характеристик подвески, влияющих на управляемость легковых автомобилей

Канд. техн. наук С. Я. МАРГОЛИС
ВНИИММАШ

О ПРЕДЕЛЕНИЕ характеристик подвески, оказывающих влияние на управляемость легковых автомобилей, производится в дорожных условиях. Наряду с этим целесообразно проводить подобные испытания на стенде.

Во ВНИИММАШе разработаны методика и специальный стенд для таких испытаний. При этом имитировалось движение автомобиля по кривой радиусом, близким к бесконечности. На автомобиль действует центробежная сила инерции, приложенная в его центре тяжести. Под действием этой силы происходит крен кузова и колес, а также боковое смещение кузова относительно заднего моста и боковые смещения переднего и заднего мостов относительно опорной поверхности.

В первом приближении допустимо боковую силу инерции, приложенную в центре тяжести автомобиля, рассматривать как суммарную от сил инерции мостов и силы инерции кузова с установленными на нем агрегатами.

При стендовых испытаниях на ленте осциллографа регистрировались следующие параметры: боковая сила, приложенная в центре тяжести автомобиля (задающий параметр); боковые, смещения заднего моста относительно кузова; крен кузова, переднего и заднего колес; боковое перераспределение массы, приходящейся на колеса автомобиля; боковые смещения колес относительно опорной поверхности.

В число исследуемых параметров не вошли боковые составляющие реакции опорной поверхности на колеса автомобиля, которые при проведении испытаний не измерялись, так как их величина зависит от прикладываемой в центре тяжести автомобиля боковой силы инерции.

Для измерения прикладываемой в центре тяжести боковой силы использовался тензоэлемент в виде тонкостенного цилиндра, на который наклеивались тензодатчики по схеме, воспринимающей только растягивающие и сжимающие усилия. Сигнал с тензоэлемента усиливался тензоусилителем и записывался осциллографом. Перед испытаниями тензоэлемент тарировался дозированной нагрузкой на испытательной машине. Точность измерений боковой силы составляла $\pm 6\%$.

Были проведены статические и динамические стендовые испытания. При статических испытаниях боковая сила, прикладываемая через тензоэлемент к центру тяжести автомобиля, создавалась с помощью ручной лебедки. Трос лебедки крепился к приспособлению, изготовленному в виде рамы с одной вертикальной и двумя горизонтальными площадками (см. рисунок). Приспособление жестко крепилось в салоне испытываемых автомобилей на местах установки передних сидений. На вертикальной площадке приспособления имелся ряд

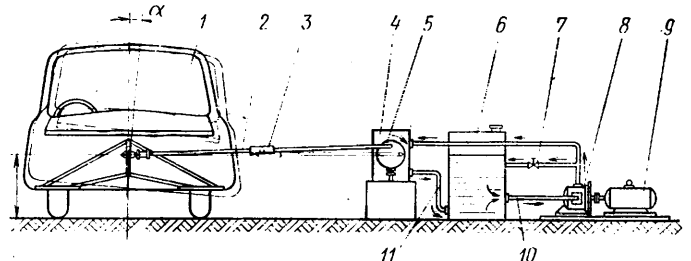
отверстий, расположение которых соответствовало координатам центров тяжести испытываемых автомобилей.

Для записи углов кренов кузова и колес использовалась гироскопическая аппаратура, состоящая из трех гироскопов и блока питания. Показания гироскопов записывались на ленту осциллографа. Гироскопы тарировались с помощью соответствующей контрольно-поверочной аппаратуры. Использование гироскопической аппаратуры позволило определять углы кренов с точностью до $\pm 5'$.

Для осциллографирования бокового перераспределения массы на колесах при действии на автомобиль боковой силы использовались тензометрические весы ВАТ-0,75, которые устанавливались под переднее и заднее колеса одной стороны автомобиля.

Стендовые статические испытания проводились в два этапа. На первом этапе определялась боковая податливость кузова относительно заднего моста, которая вызывается эластичностью резиновых втулок и деталей подвески. Эти испытания проводились отдельно для того, чтобы исключить влияние крена кузова на получаемые результаты для различных автомобилей. При этом вывешенный кузов жестко устанавливался на подставки, закрепленные на опорной поверхности. К заднему мосту прикладывалась боковая сила и замерялось боковое смещение заднего моста относительно кузова.

При втором этапе стендовых статических испытаний одновременно осциллографировались вышеперечисленные параметры. Загруженный балластом до полной нагрузки автомобиль устанавливался на колесах на опорную поверхность. Под наружные относительно воображаемого центра поворота колеса устанавливались тензометрические весы, которые при действии боковой силы могли перемещаться в поперечном относительно продольной оси автомобиля направлении. Для устра-



нения бокового проскальзывания колес противоположной стороны автомобиля проводилась их фиксация на опорной поверхности.

Для записи боковых смещений заднего моста относительно кузова и колес относительно опорной поверхности использовались индуктивные датчики перемещений ДП-3 (вибрааппаратура ВИ6-5МА). Точность измерений величин боковых смещений составляла $\pm 5\%$. При этом фиксация колес на опорной поверхности не проводилась.

Для обеспечения стабильности осциллографических записей боковая нагрузка при статических испытаниях изменялась ступенчато, так как было отмечено, что попытка записи параметров при одновременном изменении задающих нагружающих сил приводила к существенным изменениям соотношений исследуемых параметров, что и было исследовано при динамических стендовых испытаниях.

Разработанная методика стендовых динамических испытаний и изготовленный стенд обеспечивали боковые колебания испытываемых автомобилей с частотой 0,5—3,0 Гц, а также бесступенчатое регулирование частоты и изменение амплитуд колебаний от 5 по 30 мм в центре тяжести автомобиля.

Боковая сила, прикладываемая к центру тяжести (приспособление 1 на рисунке) испытывавшихся автомобилей, при стендовых динамических испытаниях создавалась с помощью аксиально-поршневого гидромотора МН 250/100. Стенд для динамических испытаний включал шатун 2 с резьбовой стяжкой 3 для изменения длины шатуна, гидромотор 4 с фланцем 5, имеющим отверстия для крепления шатуна на различных расстояниях от его центра, масляный бак 6, нагнетающую магистраль 7, гидронасос НШ-32-98, электродвигатель 9, сборную магистраль 10 и магистраль слива масла в бак 11.

Фланец гидромотора имел отверстия, расположенные на радиусе 5—30 мм с интервалом через 5 мм. Изменение установки шатунного пальца позволяло изменять амплитуду колебаний испытываемых автомобилей.

Для обеспечения необходимой жесткости гидромотор устанавливался на массивном литом основании, закрепленном на бетонированном фундаменте.

Для записи на ленту осциллографа частоты вращения вала гидромотора использовался герконный датчик и частотомер ЧН-6.



УДК 543.42.062:669.15-194

Спектральный метод экспрессного анализа легированных сталей

Л. И. БОГДАНОВИЧ, И. И. ЕРИНА

НИИТавтопром

Автомобильная промышленность № 10, 1980 г.

Т РАДИЦИОННЫЙ метод спектрального количественного анализа — метод трех эталонов — вследствие длительности его проведения не может быть использован в качестве экспрессного при решении задач, требующих быстрого получения результатов.

Фотоэлектрические методы спектрального анализа, обеспечивающие высокую скорость и точность анализа, предусматривают применение дорогой и сложной аппаратуры и поэтому имеют ограниченное применение (в особенности в условиях малых заводских лабораторий).

Использование ряда методов, описанных в литературе, позволяет значительно сократить продолжительность фотографического спектрального анализа при использовании того же оборудования. В частности, применение метода трех линий дает возможность после подготовительных работ проводить анализ без съемки эталонов на каждой фотопластинке с точностью, не уступающей точности метода трех эталонов.

Преимуществом этого метода, помимо значительного сокращения времени, является экономия дорогостоящих и труднорегулируемых эталонов.

Сущность метода трех линий заключается в следующем. При анализе используют три спектральные линии — одна линия определяемого элемента с почернением s , две другие — линии сравнения с почернениями s_1 и s_2 ($s_1 > s_2$). Линии сравнения подобраны таким образом, что $s = s_1$ (т. е. $\Delta s_1 = s - s_1 = 0$) для концентрации элемента C_1 , близкой к верхнему пределу исследуемого интервала концентраций, а $s = s_2$ (т. е. $\Delta s_2 = s - s_2 = 0$) для концентрации элемента C_2 , близкой к нижнему пределу того же интервала концентраций. С помощью стандартных образцов строят два градуировочных графика по методу трех эталонов в координатах $\Delta s_1 - \lg C$ и $\Delta s_2 - \lg C$, с помощью которых определяют так называемые «критические концентрации» $\lg C_1$ и $\lg C_2$, т. е. такие концентрации, при которых $\Delta s_1 = 0$, $\Delta s_2 = 0$ (рис. 1).

Опыт показывает, что значения $\lg C_1$ и $\lg C_2$, полученные в различное время при соблюдении условий возбуждения и фотографирования, мало отличаются друг от друга, так как положение точек $\Delta s_1 = 0$ и $\Delta s_2 = 0$ зависит только от свойств сплава и условий возбуждения и совершенно не зависит от свойств фотографической пластинки. Значения $\lg C_1$ и $\lg C_2$ определяют, исходя из трех — пяти фотопластинок.

Из полученных величин находят средние значения $\lg C_1$ и $\lg C_2$, которые используют в дальнейшем при построении рабочего графика.

При проведении анализа образцов на фотопластинке фотографируют только спектры исследуемых образцов (три — четыре параллельных), измеряют места почернения и вычисляют средние значения $\Delta s_1 = s - s_1$ и $\Delta s_2 = s - s_2$.

Концентрацию определяемого элемента в образце можно рассчитать по формуле

$$\lg C_x = \frac{\Delta s_2 \lg C_1 - \Delta s_1 \lg C_2}{\Delta s_1 - \Delta s_2},$$

где Δs_1 и Δs_2 — разности почернений линии определяемого элемента s и внутреннего стандарта (s_1 и s_2); $\lg C_1$ и $\lg C_2$ — средние значения «критических концентраций», определенные заранее по нескольким пластинкам.

Для определения концентрации элемента графическим путем в координатах $\Delta s - \lg C$ через точки $\lg C_1$ и $\lg C_2$ проводят вертикальные прямые, на которых откладывают соответственно величины Δs_1 и Δs_2 . Полученные точки соединяют прямой. Точка ее пересечения с осью абсцисс является искомой концентрацией (рис. 2).

При использовании метода трех линий необходимо соблюдение области нормальных почернений для всех выбранных линий, гомологичности выбранных линий, условий анализа.

В настоящей работе изложены результаты проведенных исследований по выяснению возможности применения постоянного графика, построенного по методу трех линий, для экспрессного спектрального анализа стали 4Х5МФСН на содержание хрома, молибдена, ванадия, кремния, никеля и марганца. Длины волн аналитических линий, представленные в табл. 1, выбирались с соблюдением указанных выше требований применительно к анализу сложнолегированной стали, содержащей 5—5,5% хрома, 1,2—1,5% молибдена, 0,9—1,1%

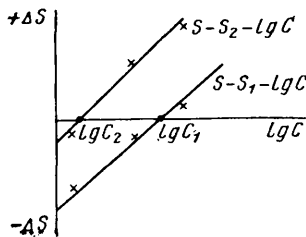


Рис. 1

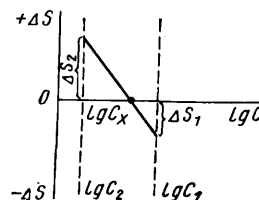


Рис. 2

Определяемый элемент	Длины волн аналитических линий в нм			Логарифмы критических концентраций		Диапазон определяемых концентраций в %
	определяемого элемента	элемента сравнения		lg C ₂	lg C ₁	
		Fe ₂	Fe ₁			
Хром	279,22 II	282,74 II	279,39 II	+0,31	+0,895	2,5—7,0
Марганец	298,31 II	282,74 II	288,37 II	-0,68	+0,09	0,2—1,2
Молибден	281,62 II	282,74 II	279,39 II	-0,36	+0,26	0,4—1,8
Ванадий	290,88 II	282,74 II	288,37 II	-0,70	+0,01	0,2—1,0
Никель	341,48 II	341,31 II	340,75 I	-0,05	+0,62	0,9—4,0
Кремний	288,16 I	282,78 I	299,44 I	-0,55	+0,37	0,4—2,0

кремния, 0,85—1,15% ванадия, 0,3—0,5% марганца, 1,0—1,2% никеля, и в соответствии с установленными условиями анализа. При выборе линий сравнения учитывалась возможность использования минимального количества линий сравнения. Отсутствие наложения проверялось как по табличным данным, так и экспериментально путем изучения спектров, сфотографированных на спектрографе типа ДФС-8 с большой дисперсией.

Ход анализа по предложенному методу состоит в следующем. Пробу стали зачищают наждачным камнем до получения ровной (без дефектов, трещин и раковин) поверхности размером не менее 10×10 мм. Зачищенную пробу зажимают в держателе штатива. В качестве подставного электрода используется пруток из электролитической меди, заточенный на конус с площадкой диаметром 1,2 мм.

Между электродом и пробой зажигается искра от генератора ИГ-3, включенного по сложной схеме (емкость 0,01 мкФ, индуктивность 0,01 мГ, вспомогательный промежуток 2,5 мм, аналитический промежуток 2,0 мм).

Спектры фотографируются на фотопластинке типа ЭС чувствительностью 8—10 ед с помощью кварцевого спектрогра-

Элемент	\bar{x}	s	$v = \frac{s}{\bar{x}} \cdot 100$	$\Sigma = \frac{t \cdot v \cdot s}{\sqrt{n}}$
Хром	5,93	0,188	3,18	±0,2
Марганец	0,48	0,014	2,93	±0,015
Никель	1,29	0,093	7,2	±0,097
Кремний	1,18	0,09	7,6	±0,09
Молибден	1,41	0,039	2,7	±0,04
Ванадий	0,90	0,024	2,7	±0,025

фа ИСП-30 (ИСП-28) (ширина щели 15 мкм, трехлинзовая конденсорная система освещения, промежуточная диафрагма — круглая). Время обыскривания 60 с, время съемки 20 с. Анализируемая проба фотографируется не менее 3 раз, при этом каждый раз производится смена электрода, и каждый раз электрод устанавливается напротив зачищенного места пробы.

Фотопластинка обрабатывается в стандартном проявителе. Почернения аналитических линий, длины волн которых указаны в табл. 1, измеряются с помощью микрофотометра МФ-2 и вычисляются средние значения Δs_1 и Δs_2 . С помощью этих значений Δs_1 и Δs_2 и установленных заранее величин lg C₁ и lg C₂ вычисляется содержание определяемого элемента в процентах, как это указано выше.

Данный метод проверялся на правильность и воспроизводимость получаемых результатов и устанавливалось время проведения анализа. Правильность метода подтверждалась анализом образцов с известным содержанием определяемого элемента. Воспроизводимость устанавливалась многократным проведением анализов образцов.

Математическая обработка результатов анализа при n=6, $\gamma=0,95$, $t_n, \gamma=2,57$ приведена в табл. 2.

Время проведения анализа по сравнению с методом трех эталонов уменьшилось в 2,5 раза.

УДК 621.757.016.3-974:621.43.002.72

Влияние низкотемпературного охлаждения на спеченные материалы

И. Л. ОБОРСКИЙ, канд. техн. наук А. С. ЗЕНКИН, К. М. ХАЗАНКИНА, канд. техн. наук В. Н. ОБОЛЕНСКИЙ

Киевский технологический институт легкой промышленности

ШИРОКОЕ распространение в автомобилестроении получили спеченные материалы для изготовления деталей различных размеров и геометрической формы. В частности, это направляющие втулки в двигателях внутреннего сгорания. Однако традиционная посадка деталей из спеченных материалов путем механической запрессовки не позволяет получить сборку соединений высокого качества. К перспективному направлению в сборочном производстве можно отнести сборку прессовых соединений с применением глубокого (до -196°C) охлаждения [1].

Использование при сборке жидкого азота позволяет осуществлять установку указанных деталей в головки двигателей по посадке с зазором. При этом повышается статическая прочность соединения и улучшаются условия работы на сборочном участке. Следует отметить, что низкотемпературное охлаждение позволяет значительно уменьшить или исключить нагрев головки блока, который в настоящее время достигает высоких температур (+160—190°C), что часто приводит к необратимым явлениям и деформациям головок блоков.

Однако применение этой прогрессивной технологии сборки затруднено в связи с отсутствием конкретных данных о воздействии низких температур на спеченные материалы.

Проведенные исследования по влиянию глубокого холода на некоторые спеченные материалы указывают на отсутствие единого характера изменения их физико-механических свойств [2, 3].

В связи с этим были проведены исследования по влиянию низких температур (до -196°C) на физико-механические свойства спеченных материалов, применяемых в автомобилестроении. Рассмотрим результаты исследований влияния низких температур на сплав из железа, меди, графита, дисуль-

фида молибдена [ЖГр1, 3ДЗ+(MoS₂)₅], из которого, например, изготавливаются направляющие втулки клапанов двигателей.

Особое внимание было уделено изучению временного (в течение 10—15 мин) воздействия низких температур на спеченные материалы. Это время было выбрано, исходя из условий процесса стабилизации физико-механических свойств материала и технологических возможностей существующих автоматических устройств для сборки.

Микроструктура материала представляет собой скоагулированный цементит на фоне твердого раствора меди и молибдена в железе (сульфиды наблюдаются по сечению).

Как показали результаты исследований, с понижением температуры (рис. 1, а) при испытаниях на растяжение происходит снижение пластичности материала. Максимальное снижение предела прочности σ_B и текучести $\sigma_{0,2}$ наблюдается при температуре -40°C (233°K). Указанные параметры прочности материала при -196°C (78°K) ниже, чем при +20°C (293°K), но выше, чем при -40°C, т. е. температуры, при ко-

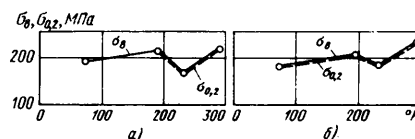


Рис. 1. Влияние постоянного (а) и кратковременного (б) воздействия низких температур на пределы прочности σ_B и текучести $\sigma_{0,2}$ при растяжении спеченного материала

ЖГр1, 3ДЗ+(MoS₂)₅

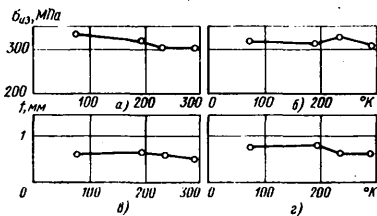


Рис. 2. Влияние постоянного (а, в) и кратковременного (б, з) воздействия низких температур на прочность $\sigma_{из}$ и пластичность f при изгибе спеченного материала ЖГр1, ЗДЗ+ $(MoS_2)_5$

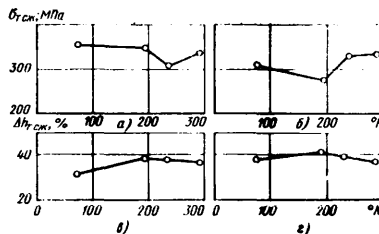


Рис. 3. Влияние постоянного (а, в) и кратковременного (б, з) воздействия низких температур на прочность $\sigma_{сж}$ и пластичность при сжатии спеченного материала ЖГр1, ЗДЗ+ $(MoS_2)_5$

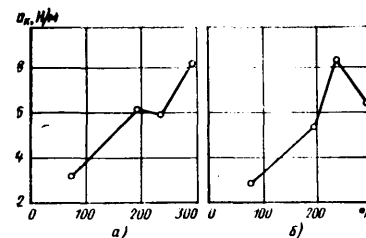


Рис. 4. Влияние постоянного (а) и кратковременного (б) воздействия низких температур на ударную вязкость спеченного материала ЖГр1, ЗДЗ+ $(MoS_2)_5$

второй в настоящее время производится сборка. В целом исследуемый материал обладает незначительной пластичностью при температуре до -78°C (195°K).

Испытаниями образцов при изгибе (рис. 2,а) установлено, что с понижением температуры предел прочности возрастает, пластичность остается на уровне исходной (при $+20^\circ\text{C}$). Испытания на сжатие (рис. 3,а) при низких температурах свидетельствуют о понижении предела текучести $\sigma_{т сж}$ и росте пластической деформации $\Delta h_{т}$ при температуре -40°C (233°K) по сравнению с исходными значениями (при $+20^\circ\text{C}$). При -196°C (78°K) предел текучести выше, а пластичность соответственно ниже, чем в интервале температур $+20 \div -40^\circ\text{C}$. Исследования показывают также снижение ударной вязкости материала на 50—60% (при -196°C), что необходимо учитывать при осуществлении процесса сборки (рис. 4,а).

Анализ условий, в которых работают изделия из спеченных материалов, указывает на необходимость получения данных о прочности и пластичности данного материала при различных видах испытаний после кратковременного (необходимого для осуществления сборки) воздействия низких температур (до -196°C), так как от возможного изменения физико-механических характеристик изделий зависит их эксплуатационная надежность.

Как показывают результаты испытаний, материал втулки при растяжении (рис. 1,б) во всем диапазоне температур после предварительной выдержки обладает незначительной пластичностью, которая ниже исходного значения (при $+20^\circ\text{C}$).

Увеличение $\sigma_{из}$ сопровождается незначительным повышением пластичности f (рис. 2,б). После выдержки при температуре -196°C (78°K) пластичность несколько выше, чем при других температурах. При сжатии (рис. 3,б) с понижением температуры предварительной выдержки наблюдается падение предела текучести $\sigma_{т сж}$. При температуре около -40°C (233°K) при испытаниях на ударную вязкость наступает предел хрупкости (рис. 4,б). При кратковременном воздействии этой же температуры наблюдается максимальная ударная вязкость a_k для указанного материала. Ударная вязкость a_k

после выдержки при температуре -196°C (78°K) снижается по сравнению с исходной величиной на 38—43%.

Следовательно, как показывают данные результатов исследования, необходимо при сборке с применением низких температур (до -196°C) исключить перекосы и возникновение резких ударных нагрузок, которые могут привести к появлению микротрещин, а иногда и к разрушению направляющих втулок до их посадки в головки блоков.

Предварительное кратковременное воздействие низких температур (до -196°C) не оказывает существенного влияния на прочность и пластичность при растяжении, сжатии и изгибе; ударная вязкость при этом снижается.

Однако ряд материалов с низкой ударной вязкостью может обладать удовлетворительной ударно-циклической прочностью.

Таким образом, низкотемпературное охлаждение (с использованием жидкого азота) направляющих втулок клапанов при запрессовке их в головку блока цилиндров можно проводить, учитывая, что уменьшение ударной вязкости материала при кратковременном воздействии низких температур (до -196°C) требует особых условий сборки, исключающих перекосы и резкие ударные нагрузки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бобровников Г. А., Зенкин А. С. Влияние технологических факторов на прочность соединений с использованием глубокого холода. Сб.: Технология и организация производства. Киев, Укр. науч.-иссл. ин-т науч.-техн. инф. и тех.-эк. иссл. 1974, № 5.
2. Сторожевский И. М., Филатова Н. А. Прочность при изгибе металлокерамических материалов на основе железа и меди в области низких температур. — Порошковая металлургия, 1966, № 2, с. 63—68.
3. Руденко В. Н., Сторожевский И. М. Исследование прочности и пластичности металлокерамического железа при растяжении в области низких температур. — Порошковая металлургия, 1966, № 3, с. 96—99.

УДК 621.744.56

Реологические исследования формовочных смесей

Канд. техн. наук И. В. МАТВЕНКО, А. З. ИСАГУЛОВ, А. Б. ЮСУФОВИЧ

Завод-вуз при Московском автозаводе им. И. А. Лихачева

НА МОСКОВСКОМ автозаводе им. И. А. Лихачева детали типа среднее звено цепи и боковое звено цепи получают литьем в оболочковые формы. Для этого применяют смесь на основе смолы ПК-104, керосина и кварцевого песка. Поверхность отливок имеет большой пригар в виде «шубы», особенно в нижних рядах стопки.

Была сделана попытка получить отливки этих деталей в формах, изготовленных из холоднотвердеющих (ХТС) и жидкостекольных (ЖСС) смесей высокоскоростным прессованием (ВСП-процесс) [1].

Холднотвердеющие и жидкостекольные формовочные смеси в настоящее время широко применяют в мелкосерийном и массовом производстве для получения стержней и форм [2]. Однако качество поверхности отливок, полученных из ХТС известными способами уплотнения форм, не всегда удовлетворительное.

С целью снижения шероховатости поверхности и уменьшения пригара, особенно на стальных отливках, эти формовоч-

ные смеси до начала их отверждения предварительно уплотняют высокими статическими или динамическими нагрузками. Это способствует формированию плотной структуры с гладкой поверхностью отпечатка формы. Например, шероховатость поверхности отливок, полученных из холоднотвердеющей смеси, уплотненной вибрацией, составила $Rz\ 200$, а шероховатость отливок, полученных ударным (высокоскоростным) прессованием, $Rz\ 52$.

Таким образом, предварительное уплотнение высоким ударным импульсом или высоким удельным давлением статического прессования способствует значительному повышению качества отливок. Однако холоднотвердеющие и особенно жидкостекольные смеси чрезвычайно трудноуплотняемы. Выбор режимов уплотнения требует проведения реологических исследований с целью определения параметров, характеризующих деформационные свойства таких смесей.

К основным функциям, которые характеризуют реологические свойства сжимаемых вязкоупругих сред (в том числе и

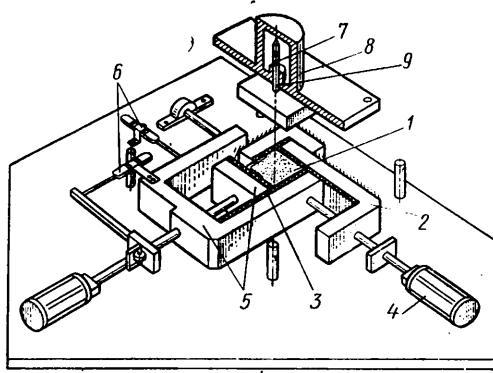


Рис. 1. Схема прибора на трехосное сжатие для определения реологических свойств формовочной смеси

Рис. 2. Зависимость интенсивности касательных напряжений от факторов:

а — времени; б — интенсивности деформации; в — интенсивности скоростей деформаций; г — среднего нормального напряжения; светлые точки — жидкостекольная смесь; темные точки — холоднотвердеющая смесь

формовочных смесей) и входят в систему уравнений механики сплошной среды [3], описывающих напряженно-деформационное состояние, относятся зависимости:

а) модуля пластичности λ от среднего нормального напряжения $\sigma_{ср}$.

б) модуля пластичности λ от плотности смеси δ ;

в) интенсивности касательных напряжений T от интенсивности деформации $\dot{\Gamma}$:

$$T = f(\dot{\Gamma});$$

$$T = \sqrt{\frac{1}{6} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]}; \quad (1)$$

$$\dot{\Gamma} = \sqrt{\frac{2}{3} [(\dot{\epsilon}_1 - \dot{\epsilon}_2)^2 + (\dot{\epsilon}_2 - \dot{\epsilon}_3)^2 + (\dot{\epsilon}_3 - \dot{\epsilon}_1)^2]}, \quad (2)$$

где $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ — компоненты тензора напряжения;

$\dot{\epsilon}_1, \dot{\epsilon}_2, \dot{\epsilon}_3$ — компоненты тензора скоростей деформаций;

г) среднего нормального напряжения от средней скорости деформации:

$$\sigma_{ср} = f(\dot{\epsilon}_{ср}); \quad \dot{\epsilon}_{ср} = \frac{1}{3} (\dot{\epsilon}_1 + \dot{\epsilon}_2 + \dot{\epsilon}_3); \quad (3)$$

$$\sigma_{ср} = \frac{1}{3} (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3); \quad (4)$$

$$\lambda = 2T/\dot{\Gamma}. \quad (5)$$

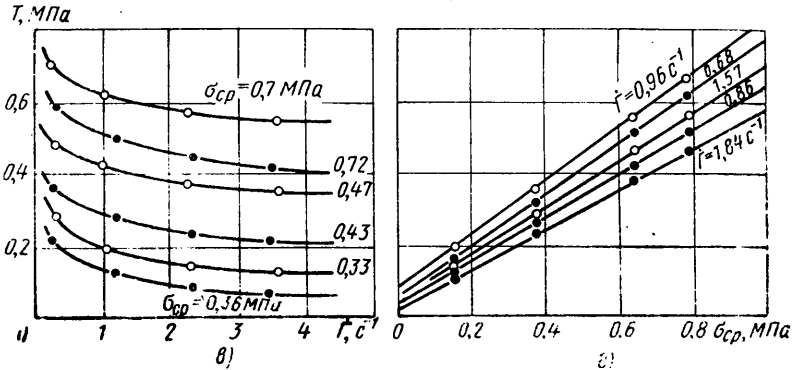
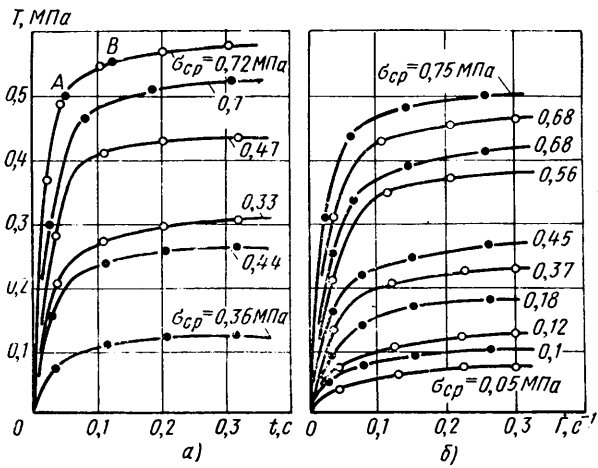
Указанные зависимости можно получить из экспериментов на трехосное сжатие образца формовочной смеси при скоростях нагружения, соответствующих реальному процессу уплотнения.

Схема прибора для трехосного сжатия показана на рис. 1. Основная часть прибора — камера сжатия 1, ограниченная двумя неподвижными, перпендикулярно расположенными стенками 2 и двумя подвижными стенками 5, передвигающимися вдоль взаимно перпендикулярных осей. С целью уменьшения трения смеси о стенки внутренняя часть камеры облицована фторопластом 3. Передвижение подвижных стенок камеры осуществляется посредством пневматических цилиндров 4 различного диаметра.

Для одновременного пуска штоки цилиндров удерживались специальными захватными приспособлениями (на рисунке не показаны). Сжатый воздух поступал в цилиндры из ресивера с давлением до 1 МПа. Изменяя давление в подводящих к цилиндрам магистралях, получали различные сочетания усилий по осям x и y .

После засыпки смеси на камеру сверху устанавливали диск 8, препятствующий расширению сжимаемого образца смеси в направлении оси z . На диске жестко смонтировано устройство, с помощью которого специальные траверсы плотно прижимали все устройство к камере сжатия. На стержне 9 установлены тензодатчики деформаций 7.

Для усиления сигналов тензодатчиков был использован прибор УТ4-1. Подключение тензодатчиков осуществлялось на полумостовой схеме.



Выходной сигнал с усилителя УТ4-1 поступал на осциллограф Н-115. Кроме датчика напряжения по оси z на приборе были установлены еще два датчика горизонтальных напряжений и два — перемещений 6 типа ДП-ЗСМ, фиксирующих перемещения подвижных стенок камеры (абсолютные деформации образца). Сигнал, поступающий с датчиков, усиливался виброизмерительной аппаратурой типа ВИ6-6ТН. Сигналы с аппаратуры ВИ6-6ТН, а также с усилителя УТ4-1 поступали на шлейфы осциллографа.

После засыпки смеси в камеру сжатия в цилиндры подавался сжатый воздух с заданным давлением. За счет подвижных стенок камеры образец сжимался. В экспериментах исследовались следующие смеси:

а) жидкостекольная, состоящая из 75% кварцевого песка 1К016, 10,5% маршалита, 6% огнеупорной глины, 7% жидкого стекла, 0,5% NaOH, 0,5% крепителя СКТ-11, 0,5% воды. Прочность сырого образца на сжатие $\sigma_{сж} = (3,92 \div 4,90) \cdot 10^4$ Па, прочность на растяжение $\sigma_p = 196 \cdot 10^4$ Па, влажность 4,9%, газопроницаемость 65 ед.;

б) холоднотвердеющая, состоящая из 10% молотого шамота, 2,6% смолы КФ-90, 0,3—0,5% окиси железа, 1,2% ортофосфорной кислоты, кварцевого песка 1К016 (сухого) — остальное. Через 30 мин прочность образца при сжатии составляла $\sigma_{сж} = 108 \cdot 10^4$ Па, при растяжении $\sigma_p = 13,7 \cdot 10^4$ Па, газопроницаемость 96—100 ед.

Значения компонентов напряжений в направлении главных осей $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ и линейные деформации смеси $\epsilon_1, \epsilon_2, \epsilon_3$, а также скорости деформаций $\dot{\epsilon}_1, \dot{\epsilon}_2, \dot{\epsilon}_3$ получали из осциллограмм.

Зависимость между величинами T и t (рис. 2, а) имеет три характерных участка ОА — характеризует упругие деформации, АВ — упруговязкие и участок кривой за точкой В (почти горизонтальный) — участок ползучести. Такой же характер кривой имеет зависимость интенсивности касательных напряжений T от интенсивности деформации $\dot{\Gamma}$ (рис. 2, б). Эта зависимость носит нелинейный характер: с увеличением среднего нормального напряжения $\sigma_{ср}$ интенсивность касательных напряжений T возрастает.

Зависимость между T и $\dot{\Gamma}$ (рис. 2, в) показывает, что с ростом среднего нормального напряжения интенсивность касательных напряжений снижается. Из рис. 2, г видно, что с увеличением скоростей деформации сдвига $\dot{\Gamma}$ кривые $T(\sigma_{ср})$ располагаются ниже. Это означает, что при одних и тех же значениях среднего нормального напряжения с увеличением скоростей деформирования (скоростей приложения нагрузки) касательные напряжения имеют меньшие значения, чем при малых скоростях.

На рис. 3 показана зависимость скорости деформации $\dot{\Gamma}$ от

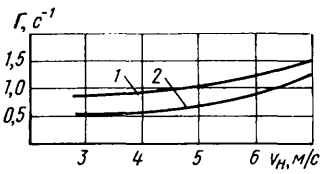


Рис. 3. Изменение скорости деформации от скорости приложения нагрузки:
1 — жидкостеклянная смесь; 2 — холоднотвердеющая смесь

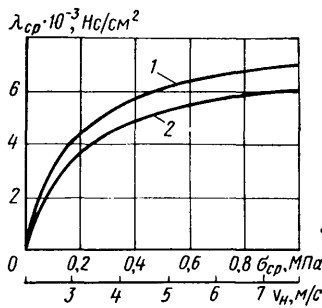


Рис. 4. Зависимость среднего модуля пластичности λ_{cp} от среднего нормального напряжения σ_{cp} и скорости нагружения:
1 — жидкостеклянная смесь; 2 — холоднотвердеющая смесь

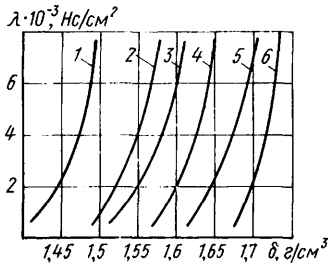


Рис. 5. Зависимость модуля пластичности λ от плотности смеси δ :
1 — ХТС, $v_n = 3$ м/с; 2 — ХТС, $v_n = 5$ м/с; 3 — ЖСС, $v_n = 3$ м/с; 4 — ХТС, $v_n = 7$ м/с; 5 — ЖСС, $v_n = 5$ м/с; 6 — ЖСС, $v_n = 7$ м/с

скорости приложения нагрузки v_n . Как видно из графика, эта зависимость не имеет прямой пропорциональности. С ростом скорости нагружения скорость деформации увеличивается не линейно, а по степенному закону: чем больше v_n , тем интенсивнее рост $\dot{\Gamma}$. Это обстоятельство, а также снижение $\dot{\Gamma}$ с увеличением $\dot{\Gamma}$ при $\sigma_{cp} = \text{const}$ (рис. 2, в) свидетельствуют о том, что формовочная смесь обладает тиксотропией, наиболее сильно проявляющейся при высоких скоростях деформирования.

На рис. 4 показаны зависимости, характеризующие изменение среднего модуля пластичности λ_{cp} от среднего нормального напряжения при различных скоростях нагружения. Модуль пластичности характеризует динамическую вязкость смеси. С увеличением среднего нормального напряжения величина λ_{cp} для всех v_n растет.

Это свидетельствует о том, что применение больших нагрузок менее целесообразно. Так, из графика (рис. 2, г) можно видеть, что при одной и той же нагрузке с увеличением скорости деформирования модуль пластичности снижается. Зависимости на рис. 5 показывают существенное влияние плотности смеси на модуль пластичности. Характерно, что с увеличением плотности смеси модуль пластичности резко возрастает.

Таким образом, проведенные исследования показали, что повышение скорости нагружения и снижение величины внешней нагрузки при динамическом уплотнении приводит к относительному снижению касательных напряжений, динамической вязкости и повышению эффективности уплотнения, т. е. вызывает более плотную упаковку частиц смеси.

По результатам реологических исследований формовочных смесей были выбраны оптимальные технологические параметры формовочной машины для высокоскоростного прессования (ВСП-процесс). Скорость удара $v_n = 6$ м/с. Энергия уплотнения, приходящаяся на единицу массы формовочной смеси, $E = 50$ Дж/кг.

С целью проверки и уточнения результатов уплотнения при ВСП-процессе литейных форм, полученных в лабораторных условиях, было проведено производственное опробование нового технологического процесса в литейном цехе стального и цветного литья. Формовка производилась на спроектированной и изготовленной формовочной машине высокоскоростного прессования за один удар. При опробовании использовались ХТС и ЖСС приведенных выше составов.

Холоднотвердеющая смесь готовилась в шнековом смесителе модели 4727 с автоматической дозировкой компонентов, а жидкостеклянная смесь — в бегунах. Время перемешивания смесей в бегунах 15—16 мин. При формовке использовалась производственная металлическая оснастка. Отливки получали безопочной стопочной формовкой с размером кома $0,56 \times 0,42 \times 0,07$ м.

Формы, изготовленные из ЖСС, продувались углекислым газом снизу через венты в модельной плите в течение 25—30 с. Уже через 45—50 с после ввода кислоты прочность ХТС составляла $(9,8 \div 12) \cdot 10^4$ Па и позволяла протягивать форму без искажения отпечатка. Формы из ХТС и ЖСС после уплотнения и отверждения имели хорошее качество поверхности, точно повторяли конфигурацию оснастки.

Плотность формы по ладу составляла $\delta = 0,0017$ кг/м³, по контрладу $\delta = 0,00168$ кг/м³, а твердость 89—92 ед. Скорость приложения нагрузки $v_n = 6$ м/с. Эти показатели почти одинаковы с показателями, полученными в лабораторных условиях.

Для изготовления пустотелых ребристых форм были применены профильные колодки, что дало экономию 20—25% смеси. Стопки (высота стопок 0,5 м) заливали сталью. Наблюдения за отливками в момент выбивки из форм показали, что к этому времени связующее полностью выгорает и отливки хорошо выбиваются из форм на вибрационной решетке.

Оценка качества литой поверхности показала, что благодаря применению жидкостеклянной смеси шероховатость составляет Rz 63—70 мкм, холоднотвердеющей смеси Rz 58—65 мкм, а отливки, полученные по существующей технологии (литьем в оболочковые формы), имели Rz 300 мкм.

Во время производственного опробования установлено, что при уплотнении форм из холоднотвердеющих и жидкостеклянных смесей высокоскоростным прессованием внутренние напряжения в смеси не превышают $(59 \div 68) \cdot 10^4$ Па, а боковое давление на стенки опоки и моделей составляет $(29 \div 38) \cdot 10^4$ Па. Установлено, что колебание фундамента при уплотнении этих смесей ВСП-процессом в 2—3 раза меньше, чем при встряхивании.

Проведенное производственное испытание показало, что, используя ВСП-процесс, можно получать при помощи холоднотвердеющих или жидкостеклянных смесей стальные отливки с малой шероховатостью поверхности и минимальным пригаром

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Матвеев И. В., Исагулов А. З. Высокоскоростное уплотнение холоднотвердеющих смесей. — В сб.: Литейное производство в автомобилестроении. Под ред. Г. М. Орлова, И. В. Матвеев, М., МАМИ, 1980.
2. Жуковский С. С., Ляс А. М. Формы и стержни из холоднотвердеющих смесей. М.: Машиностроение, 1978.
3. Матвеев И. В. Методика теоретического анализа напряженно-деформированного состояния литейных форм при уплотнении. — В сб.: Литейное производство в автомобилестроении. Под ред. Г. М. Орлова, И. В. Матвеев, М., МАМИ, 1980.



СЕМИНАР ПО ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИМ ПЕРЕДАЧАМ АВТОМОБИЛЕЙ

КАФЕДРОЙ «Автомобили» Московского автомобильно-дорожного института, лабораторией гидравлических передач Московского автозавода им. И. А. Лихачева и лабораторией гидромеханических передач НАМИ был проведен семинар по гидромеханическим передачам (ГМП) автомобилей, в работе которого участвовало около 40 человек из 18 организаций и заводов страны. На 12-м заседании семинара (ноябрь

1979 г.) представителями научно-исследовательских институтов, автозаводов и высших учебных заведений было сделано 19 докладов и сообщений.

Заседание семинара было открыто докладом д-ра техн. наук А. Н. Островцева и канд. техн. наук Л. В. Крайныка (МАДИ, Львовский ордена Ленина политехнический институт) о системности в развитии теории и синтеза оптимального управления ГМП. Была пред-

ставлена методология системного анализа вопросов оптимального управления гидромеханическими передачами. Рассмотрены математическая формализация потенциальных свойств управления и алгоритмы экстремального решения задач выбора оптимальных моментов переключения и плавности переключений ГМП, дана оценка возможностей их конструктивной реализации. При выборе моментов переключения учиты-

вались такие возможные конструктивные решения, как однопрограммное и многопрограммное управление, автоматически операторная корректировка программы в особых условиях, многопрограммное управление с самонастройкой. Предложенная структурная схема достаточно полно охватывает все функциональные связи системы автомобиля—гидромеханическая передача—система автоматика с учетом среды, влияющей на динамику протекания рабочих режимов.

Результаты ускоренных сравнительных испытаний ГМП УВМВ-ЧЗМ-НАМИ были представлены в докладе Е. М. Скокова, канд. техн. наук О. И. Гируцкого, Ю. К. Есеновского-Ляшкова, И. Л. Стрюкова, П. Н. Горячева и В. И. Суржика (НАМИ, ЦНИАП НАМИ). Разработанная методика ускоренных испытаний предусматривает учет эксплуатационных режимов работы ГМП. Для получения высоких значений коэффициента ускорения испытаний был выбран циклический режим движения «разгон—торможение». Максимальная нагруженность деталей механического редуктора достигается при разгоне с полностью открытой дроссельной заслонкой в режиме кик-даун. С учетом особенностей разных моделей ГМП коэффициент ускорения может находиться в пределах 6—10. По результатам испытаний установлено, что эквивалентный пробег ГМП УВМВ-ЧЗМ-НАМИ составляет около 125 тыс. км, т. е. близок к ресурсу автомобиля. Параллельные испытания по ускоренной методике зарубежного аналога позволили провести сравнительную оценку состояния деталей ГМП обеих моделей.

В докладе «Структурная теория управления многоступенчатыми передачами» канд. техн. наук Л. Г. Красневский (ИНДМАШ АН БССР) привел результаты анализа систем управления ГМП по помощи структурных схем, которые позволяют оценить последствия отказов, связанных с переключением переключателей и определяющих надежность ГМП. Выполненные исследования (на примере трехступенчатых ГМП) позволили рекомендовать наиболее предпочтительные схемы управления ГМП. Показано также, что многие системы управления зарубежных ГМП имеют недостаточную надежность.

Особенностям системы управления новых четырехступенчатых ГМП был посвящен доклад канд. техн. наук Л. Г. Красневского и канд. техн. наук И. Г. Шейкея (ИНДМАШ АН БССР, МАЗ). Для выбора конструкций основных элементов системы управления автомобилей большой грузоподъемности проведено сравнение отечественных и аналогичных зарубежных систем управления. В новой системе управления с дистанционным электрогидравлическим включением переключателей использована схема соединения клапанов, отвечающих требованиям наибольшей надежности. пилотное управление и автоматическая блокировка гидротрансформатора на двух высших передачах. В схеме без дополнительных клапанов обеспечена разблокировка гидротрансформатора при каждом переключении передач.

В. Я. Корейво и А. Ф. Митяев рассказали о конструктивных решениях, обеспечивающих плавность включения фрикционных муфт автомобильных самосвалов большой грузоподъемности. Авторами проделан анализ осциллограмм

процессов включения фрикционных в пятиступенчатой ГМП БелАЗ и конструктивных мероприятий, направленных на улучшение процесса включения вращающихся фрикционных.

В докладе д-ра техн. наук А. Н. Нарбута, канд. техн. наук В. Ф. Шапка, А. И. Архипова (МАДИ, Павлодарский индустриальный институт) рассмотрены причины возникновения на валах ГМП положительных и отрицательных динамических нагрузок при переключении с высшей передачи на низшую. Анализ процесса переключения передач позволил разработать устройство в виде клапана нейтрали, снижающее динамические нагрузки. Экспериментальные исследования процесса переключения ГМП с таким клапаном показали, что применение последнего позволяет устранить отрицательные и значительно снизить положительные динамические нагрузки. Подробно рассмотрена конструкция клапана нейтрали и принцип его работы.

А. А. Бышов (ПромтрансНИИпроект) доложил об аналитическом методе расчета расхода топлива карьерным автомобилем-самосвалом с гидротрансформатором и привел аналитические зависимости в виде полиномов, которые позволяют определить мгновенные расходы топлива автомобилем в зависимости от его параметров, дорожных условий и режима движения, а также способствуют назначению научно обоснованных норм расхода топлива в действующих карьерах. Проведено сравнение экспериментальных данных с расчетными на тяговых режимах работы с частичной нагрузкой двигателя и на режимах торможения двигателем, характерных для работы карьерного автомобиля-самосвала.

О большом комплексе научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ по созданию семейства ГМП для автобусов рассказано в докладе В. В. Баранова, канд. техн. наук О. И. Гируцкого, Ю. К. Есеновского-Ляшкова, М. Н. Дзялыка, А. Ю. Пяткина (НАМИ, ВКЭИ автобустром). Три модели семейства ГМП выпускаются серийно Львовским автобусным заводом. При их создании был учтен опыт, накопленный в период производства и эксплуатации двухступенчатой ГМП ЛАЗ-НАМИ «Львов», и результаты научно-исследовательских работ по улучшению характеристик гидротрансформаторов, снижению потерь во фрикционных муфтах, масляных насосах и механическом редукторе, по выбору оптимальных законов автоматического переключения передач, по выбору передаточного числа главной передачи и т. д. При изготовлении деталей и узлов ГМП применены прогрессивные технологические решения и материалы—электронно-лучевая сварка, фторопластовые уплотнительные кольца, магнитные отливки, тонкая фильтрация масла. Широкие лабораторно-полевые и эксплуатационные испытания ГМП дали положительные результаты.

Доклад И. В. Иванова и И. Г. Вязлова (ГСКБ по автопогрузчикам) был посвящен анализу особенностей рабочих режимов и конструкций одно-, двух- и трехступенчатых ГМП автопогрузчиков грузоподъемностью 1—5 т. Дана сравнительная оценка конструкций отечественных и зарубежных ГМП этого типа. Установлено, что для ГМП автопогрузчика характерны частое переключение режимов и малая работа

гидротрансформатора на обгонном режиме. Проанализированы процессы переключения передач в ГМП для дизелей и карбюраторных двигателей.

Канд. техн. наук С. М. Трусов, канд. техн. наук А. А. Токарев, Э. И. Наркевич, А. А. Гайнутдинов (НАМИ, ЦНИАП НАМИ) представили основные результаты теоретических и экспериментальных исследований топливной экономичности автобуса ЛиАЗ-677 с ГМП ЛАЗ-НАМИ «Львов», снабженной гидротрансформаторами ЛГ-340-3А и ЛГ-340-43В (отличающихся проточной частью). Результаты испытаний позволили сделать вывод о том, что в фазе разгона гидротрансформатор ЛГ-340-43В обеспечивает улучшение топливной экономичности на 7,5% по сравнению с гидротрансформатором ЛГ-340-3А. Установлено также, что на городских автобусах ЛиАЗ-677 с внедрением гидротрансформатора ЛГ-340-43В достигается экономия топлива в условиях, которые соответствуют эксплуатационным, на 2,5—3%.

Количественная оценка эффективности применения различных методов зачистки лопастных колес гидротрансформатора дана в докладе канд. техн. наук С. М. Трусова и П. И. Баженова (НАМИ), которые познакомили слушателей семинара с фактическими данными о чистоте поверхности лопастных колес различных гидротрансформаторов. Отмечалось, что снижение шероховатости от 70 до 20 мкм приводит к повышению КПД гидротрансформатора ЛГ-340-43В примерно на 1%. Рассмотрена эффективность применения различных технологических процессов изготовления лопастных колес—холодной штамповкой, литьем под давлением и литьем в земляные формы.

Метод выбора совместной работы двигателя и гидротрансформатора универсального автопогрузчика—тема доклада канд. техн. наук Э. П. Выборнова и В. И. Панченко (НАМИ, ГСКБ по автопогрузчикам). На основе представлений о типовом рабочем цикле автопогрузчика, обобщающем эксплуатационные особенности применения автопогрузчиков в народном хозяйстве, разработан метод, который позволяет решить задачу оптимизации выбора параметров совместной работы двигателя и гидротрансформатора. С целью уменьшения объема расчетов предложено использовать номограммы, отражающие общие свойства характеристик двигателей внутреннего сгорания и компрессионных гидротрансформаторов. Разработанная методика содержит две стадии решения поставленной задачи: предварительную и уточненные расчеты. Были приведены графики технико-экономических показателей работы автопогрузчика с карбюраторным двигателем и лизелем.

В сообщении М. Н. Дзялыка (ВКЭИ автобустром) о перспективах развития ГМП для городских автобусов отмечалось, что производство двух- и трехступенчатых ГМП постоянно увеличивается в связи с перспективностью этих моделей. Не исключено, что для некоторых районов страны представляется интерес сочетание с дизелем не только трехступенчатой, но и двухступенчатой ГМП. Большое внимание уделяется работе по совершенствованию и внедрению в производство новых генераторов для ГМП, оборудованных гидрозамедлителями. Анализ эксплуатации городских

автобусов «Икарус» с усовершенствованными ГМП показал удовлетворительную топливную экономичность автобусов. Расходы топлива при этом были не выше, чем у автобусов с механической трансмиссией.

В докладе В. В. Зеленова и канд. техн. наук А. Н. Чистякова о влиянии совмещенный двигателя и гидротрансформатора на показатели автомобилей-самосвалов большой грузоподъемности отражено влияние различных смещений двигателя и гидротрансформатора не только на долговечность двигателя, но и на эксплуатационные показатели автомобиля в целом. Показано, что предлагаемое смещение в сторону меньшей частоты вращения коленчатого вала до определенного предела приводит к увеличению производительности автомобиля-самосвала, однако слишком большое смещение в ту же сторону может вызвать снижение производительности из-за уменьшения скорости движения.

Канд. техн. наук Ю. С. Лейтес (ИНДМАШ АН УССР) сделал доклад о комплексном подходе к оптимизации проточной части гидротрансформатора. Для оптимизации проточной части были разработаны методы точного расчета геометрии колес на ЭВМ, вплоть до учета шероховатости и прозрачности как насоса, турбины, так и обонх реакторов. Применение разработанной методики позволило теоретически обосновать увеличение КПД примерно на 5—7% по сравнению с серийным образцом. Результаты экспериментальных исследований опытных колес с плоскими

лопастями, закрепленными в точеных торах с оптимальными углами входа и выхода, показали повышение КПД на 2—3% по сравнению с серийными литыми колесами.

С докладом «Программы работы, функциональное построение и результаты испытаний экспериментальной электронно-гидравлической системы автоматизации ГМП ЛАЗ-НАМИ «Львов» выступили канд. техн. наук Л. В. Крайнык, Р. С. Шурко, Р. М. Гарматий (ЛолПИ). Были приведены программы оптимального управления ГМП и рабочие программы, рассмотрены принципы функционирования экспериментальной электронно-гидравлической системы автоматического управления и дана ее функциональная схема, проиллюстрированы особенности протекания рабочих процессов. Представлены методика и результаты экспериментов, дан их анализ. В частности, отмечалось, что электронно-гидравлическая система автоматизации позволила повысить топливную экономичность автобуса и оказала положительное воздействие на его динамические показатели.

Вопросы совмещения ГМП и дизеля с различными двух- и всережимными регуляторами в условиях циклического движения и фазов разгона освещены в докладе канд. техн. наук Л. В. Крайнык и Р. В. Пелеха (ЛолПИ). Дана аналитическая оценка влияния типа регулятора на показатели движения городского автобуса с ГМП, а также на динамику протекания немонотонных неустановившихся режимов работы ГМП. Показано, что всережимный регулятор

дает выигрыш по динамике, а двухрежимный оказался предпочтительнее по топливной экономичности, причем преимущество его намного существеннее, чем выигрыш по динамике.

Выбору оптимальных передаточных чисел двух- и трехступенчатых редукторов ГМП для дизельного городского автобуса был посвящен доклад М. Н. Дзялька и канд. техн. наук Л. В. Крайнык (ВКЭИ автобуспром, ЛолПИ). Авторы проанализировали результаты расчета на ЭВМ различных передаточных чисел механического редуктора ГМП применительно к автобусам типа ЛАЗ с учетом динамических, топливно-экономических показателей и технико-экономических затрат. Установлено, что существующие значения передаточных чисел в двухступенчатом редукторе ГМП вполне соответствуют оптимальным значениям передаточных чисел при условии обеспечения высоких динамических показателей и несколько ниже, чем это необходимо, по топливно-экономическим показателям.

В конце работы семинара канд. техн. наук Л. В. Карцев (Калужский филиал МВТУ им. Баумана) сделал сообщение, в котором дал рекомендации по выбору коэффициента наполнения при малых и больших кругах циркуляции жидкости в гидромуртах. Эти рекомендации позволяют вести расчеты гидромурта для случаев как частичного, так и полного их заполнения.

А. Л. СЕРГЕЕВ, А. Н. СИМАКОВ

УДК 629.113.011.31

РОЛЬ БУФЕРОВ В ОБЕСПЕЧЕНИИ БЕЗОПАСНОСТИ АВТОМОБИЛЯ

ОДНИМ из важнейших эксплуатационных качеств современного автомобиля является безопасность его конструкции. Однако достижение высокого уровня безопасности автомобиля связано с усложнением конструкции, увеличением массы и повышением себестоимости. Проблема повышения безопасности должна решаться одновременно с проблемами повышения топливной экономичности, снижения затрат на производство и эксплуатацию. Перечисленные проблемы диктуют противоречивые требования к конструкции автомобиля, поэтому компромисс при их решении неизбежен.

Формирование требований к безопасности автомобилей отражено в постоянно совершенствующихся требованиях Правил ЕЭК ООН и национальных предписаниях стран—производителей автомобилей. Вместе с тем рост насыщенности автомобильными, необходимость экономить сырье, топливо и энергию, а также снижение производственных затрат способствовали резкому увеличению производства компактных легковых автомобилей, для которых проблема безопасности еще более актуальна, а ее решение — более сложно. Компактный автомобиль, обладающий малой массой, более опасен для его водителя и пассажиров при дорожно-транспортном происшествии, чем автомобиль, имеющий большую массу. Малая заданная масса компактного автомобиля снижает возможности конструкторов использовать набор конструктивных мероприятий, обеспечивающих достаточный

сокий уровень безопасности современных легковых автомобилей.

Актуальность применения защиты буферами определяется тем, что в городских условиях при ограниченных скоростях движения столкновения автомобилей происходят на малых скоростях (торможение на скользкой дороге, маневрирование в повороте и др.). В результате этого автомобили, как правило, получают незначительные повреждения, однако подобные столкновения составляют большинство в дорожно-транспортных происшествиях.

Требования к буферам как к элементам, снижающим повреждаемость автомобиля, начали складываться в практике мирового автомобилестроения к концу 60-х годов. Несмотря на то, что защита буферами в полной мере не решает вопроса безопасности, она заслуживает должного внимания наряду с другими мероприятиями, обеспечивающими безопасность.

Объектами соударения легкового автомобиля являются другие легковые и грузовые автомобили, автобусы, ограждения дорог, столбы, деревья, строения, а также пешеходы, велосипедисты и мотоциклисты.

В настоящее время международные и национальные стандарты определяют высоту буферов, приборов светотехники, защитных брусов, препятствующих подъезду под пружовой автомобиль или принцип, бруса ограждения дорог, а также энергоемкость буферов в расчете на столкновение при скорости движения до 8 км/ч.

Кроме того, существуют требования пассивной безопасности к конструкции автомобиля при фронтальном столкновении, ударах сзади и сбоку при скорости движения до 50 км/ч. В этом случае представляется реальным создание комфортабельного, экономичного, долговечного и обладающего высокой эксплуатационной технологичностью автомобиля, который требует минимальных затрат на устранение последствий дорожно-транспортных происшествий, происходящих при скоростях движения до 8—16 км/ч. У такого автомобиля также высокий уровень безопасности движения с большой скоростью (до экономически оправданной) при всех видах и типах столкновений: фронтальных—центральных и нецентральных, прямых и косых; боковых—прямых и косых, встречных и попутных; ударах сзади—центральных и нецентральных, прямых и косых. При всей сложности выполнения этих предъявляемых требований они практически уже выполнены в частных случаях.

Некоторые легковые автомобили имеют энергопоглощающие буфера, способные воспринимать прямые и косые—центральные и нецентральные—удары спереди и сзади при скорости движения до 8—16 км/ч. Приборы освещения на этих автомобилях удалены из зоны возможного соударения. Все это полностью исключает какие-либо повреждения элементов кузова и светотехнических приборов и значительно снижает общие затраты на восстановление автомобилей.

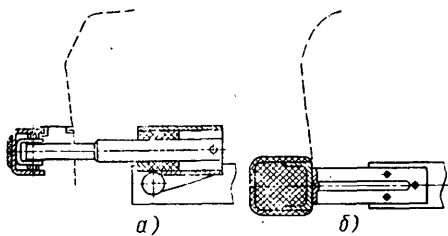


Рис. 1. Конструкции энергопоглощающих буферов:
а — буфер с газогидравлическим амортизатором; б — буфер из пенополиуретана

Так, по данным концерна GMS при установке на автомобилях-такси передних и задних энергопоглощающих буферов в расчете на пробег 16 тыс. км повреждения снижаются на 34% по сравнению с автомобилями, оборудованными стандартными буферами.

По данным Института страхования от дорожно-транспортных происшествий (США) при столкновении легкового автомобиля Малибу с неподвижным препятствием под углом к нему при движении со скоростью 8 и 16 км/ч ущерб от полученных повреждений составляет 366 и 1036 долл., а при аналогичном наезде автомобиля Мустанг, оборудованного энергопоглощающими буферами, — 14 и 547 долл. соответственно.

Целесообразность установки энергопоглощающих буферов (рис. 1) подтверждается статистическими данными таксомоторных парков крупных городов нашей страны. При авариях в большинстве случаев повреждениям подвергаются детали облицовки, приборов освещения, отпирания и дверей. Очевидно, установка передних и задних энергопоглощающих буферов на автомобилях (в частности, на такси), предназначенных для эксплуатации в городах с интенсивным движением, позволила бы резко снизить расход запасных частей, материалов, энергии, трудовых затрат и быстро окупить расходы, связанные с некоторым увеличением себестоимости автомобиля.

В Советском Союзе энергопоглощающие буфера устанавливают пока только на автомобиль ВАЗ-21061. Они отвечают требованиям, предъявляемым к защите кузова и приборов светотехники при прямых и косых столкновениях спереди и сзади во время движения автомобиля со скоростью до 8 км/ч. Нет принципиальных трудностей в оснащении такими буферами других моделей отечественных легковых автомобилей особо малого, малого и среднего классов.

В настоящее время известны различные конструкции энергопоглощающих элементов, отличающихся друг от друга энергоемкостью, массой и размерами, стабильностью первоначальных характеристик и возможностью многократного использования. Наибольшее распространение получили следующие основные типы энергопоглощающих элементов: пружинный; пневматический; гидравлический, а также основанные на пластических деформациях (сотовый, пуансон-матрица, ножевой, трубчатый, конусный, пластмассовый) и на трении взаимодействующих деталей.

Однако установка только передних и задних энергопоглощающих буферов не решает полностью проблему снижения повреждаемости кузова при авариях. Во время боковых ударов автомобиль пока практически беззащитен, так

как любое соударение приводит как минимум к повреждению крыльев и дверей. В этом плане целесообразно устанавливать энергопоглощающие элементы по всему обводу кузова легкового автомобиля. Существующая форма кузова не предусматривает защиты подобного рода, хотя необходимо, чтобы автомобиль и все его элементы отличались multifunctionальностью. Изменение подхода к проектированию кузова с учетом безопасности позволит благоприятно сочетать комфорт, аэродинамику и массу. Так, пятиместный экспериментальный безопасный автомобиль Крайслер-Келспан, отвечающий всем современным требованиям, в том числе и топливной экономичности, имеет массу 1213 кг, четырехместный Минникер — 1079 кг.

Ударную нагрузку должны воспринимать силовые элементы несущего кузова так, чтобы наружные панели не напружинились и не деформировались. Во время косых боковых ударов при скорости движения автомобиля до 8 км/ч должна поглощаться энергия 2—3 тыс. Н·м на 1000 кг массы автомобиля. Современные энергопоглощающие устройства, например, сотовые конструкции, обладают высокой энергоемкостью при небольшой массе и габаритах автомобиля. Особенно эффективно применять интегральные пенополиуретаны. Легко заменяемые боковые энергопоглощающие элементы способны обеспечить защиту кузова и других наружных элементов конструкции при соударениях автомобиля, движущегося с малой скоростью во всех направлениях и под любыми углами. Такие блоки установлены на экспериментальных безопасных автомобилях Минникер.

Более важной является задача снижения количества и тяжести травмирования при соударении автомобиля, движущегося с высокими скоростями соударения, когда деформация кузова является одним из главных средств защиты водителя и пассажиров. Поскольку энергопоглощающие буфера, предохраняющие при столкновении автомобиль, движущийся с малой скоростью, все чаще включают в конструкцию автомобиля, то целесообразно исследовать даваемый ими эффект с точки зрения пассивной безопасности при высоких скоростях движения во время столкновения. Рассмотрим это на примере энергопоглощающего буфера, который полностью поглощает энергию столкновения автомобиля массой 1000 кг при скорости движения 8 км/ч. Максимальный ход буфера 0,075 м. Известна его статическая характеристика «перемещение—усилие», по которой определяется статическая энергоемкость буфера. Для данного примера статическую энергоемкость примем равной 400 Н·м. Энергия столкновения автомобиля, движущегося со скоростью 8 км/ч, составит

$$E_{дв} = \frac{m v^2}{2} = \frac{1000 (2,22)^2}{2} = 2500 \text{ Н·м.}$$

Средний коэффициент динамичности, представляющий собой отношение динамической энергоемкости к статической,

$$k_{дв} = \frac{E_{дв}}{E_{ст}} = \frac{2500}{400} = 6,25.$$

Допустим, что в данном примере коэффициент динамичности прямо пропорционален скорости столкновения (перемещения) и определяется из выражения

$$k_{дв} + (k_{дв} - 1) \frac{v_i}{8}.$$

Энергия, поглощаемая буфером при скорости v_i , определяется:

$$E_{дв} = k_{дв} E_{ст}.$$

Полученные значения поглощаемой буфером энергии при различных скоростях столкновения и ее доля в процентах от полной кинетической энергии столкновения приведены в таблице.

Из таблицы видно, что доля поглощаемой буфером энергии может быть достаточно ощутимой и при столкновении автомобиля, движущегося с большой скоростью.

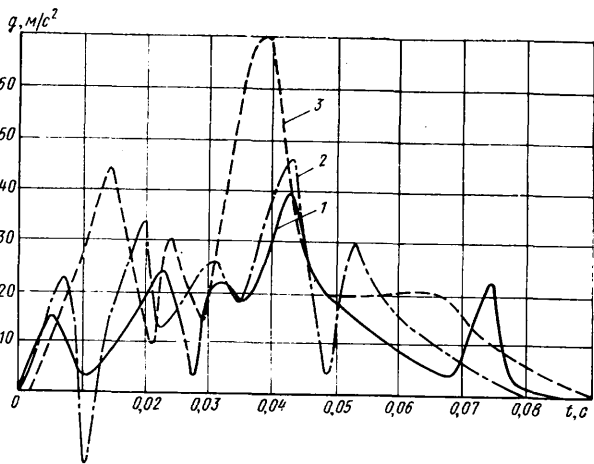
Применявшиеся до последнего времени буфера играли роль чисто декоративного элемента, и их связь с основной структурой автомобиля обеспечивала только сохранение его конструктивных форм и размеров и не была рассчитана на восприятие достаточно высокой ударных нагрузок. В результате легко деформирующиеся элементы крепления буфера имели небольшое значение при поглощении энергии столкновения автомобиля.

Известно, что уровень переурузок, действующих на водителя и пассажиров автомобиля, зависит от величины деформации его передней части, включающей в себя деформацию буфера и элементов его крепления. При слабых элементах крепления эта часть деформации, а точнее часть габаритной длины автомобиля, используется нерационально. Установка энергопоглощающих элементов между буфером и несущей конструкцией кузова, обладающих более высоким сопротивлением деформации, улучшает эффективность использования длины автомобиля.

Экспериментальная проверка, проведенная на Центральном научно-исследовательском автополигоне НАМИ, подтвердила, что установка энергопоглощающих буферов улучшает характеристики фронтального столкновения автомобиля.

На рис. 2 приведены осциллограммы изменения замедления автомобилей в процессе фронтального столкновения. Испытаниям подвергали при одинаковых автомобилях малого класса, один оборудовали энергопоглощающим буфером, на втором балку буфера жестко прикрепили к лонжерону с помощью стальных труб, на третьем устанавливали серийный буфер со штатными элементами крепления.

Параметры	Значения параметров				
	8	20	30	40	50
Скорость автомобиля при столкновении в км/ч	8	20	30	40	50
Энергия столкновения в кН·м	2,5	15,4	34,5	61,6	96,0
Энергия, поглощаемая буфером, в кН·м	2,5	5,24	7,88	10,48	13,40
Доля поглощаемой буфером энергии в %	100	34	23	17	14



Результаты экспериментов показали, что замедление автомобиля с энергопоглощающим буфером (кривая 1) практически начинается сразу в момент контакта с препятствием, в то время как у автомобиля с серийным буфером (кривая 3) замедление запаздывает. У автомобиля с буфером на стальных

поглощающих элементов буферов.

Практически, чтобы энергопоглощающий буфер эффективно работал при столкновении автомобиля, движущегося со скоростью свыше 8 км/ч, необходимо прочность конструкции всех элементов буфера и сопряженных с ним элементов кузова согласовывать с харак-

Рис. 2. Характер изменения замедления кузова автомобиля в процессе столкновения

теристиками энергопоглотителя. Энергопоглотители должны отвечать одному из перечисленных требований: иметь ограничитель силы сопротивления или иметь характеристику сила—скорость столкновения, позволяющую реализовать максимальное усилие при столкновении автомобиля, движущегося с расчетной скоростью.

Для защиты пассажиров при боковых ударах с высокой скоростью движения в настоящее время общепризнана установка усилительных брусов или сотовых конструкций в дверях, которые должны работать совместно с энергопоглощающими накладками для защиты боковых поверхностей кузова.

Примером комплексного решения вопросов обеспечения безопасности могут служить пока только экспериментальные безопасные автомобили, например автомобиль Эпюр фирмы Рено. Таким образом, в конструкции безопасного автомобиля должны органично сочетаться современные требования по всем аспектам, включая защиту буфером.

В. А. АНУФРИЕВ, В. И. САЛЬНИКОВ, канд. техн. наук Р. К. ФОТИН

УДК 629.114.6.011.5

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ РАЗВИТИЯ КУЗОВОВ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

ОСНОВНЫМ направлением, характеризующим современный этап развития легковых автомобилей, является повышение их экономичности, безопасности и комфортабельности. Повышение экономичности и уменьшение себестоимости автомобилей приводят к уменьшению габаритов и мощности. Однако если в условиях города наиболее эффективно использовать автомобили малых размеров, то для загородных поездок это неудобно.

В 1977—1979 гг. выпуск легковых автомобилей во всем мире увеличился. Ниже показана динамика выпуска легковых автомобилей во всем мире с 1950 по 1979 гг.:

Год	Число автомобилей в шт.
1950	81174 000
1955	10 796 000
1960	12 942 000
1965	19 305 000
1970	22 474 000
1973	29 770 672
1974	25 548 120
1975	25 054 505
1976	28 868 631
1977	30 648 907
1978	31 669 395
1979	31 550 000

Увеличивается число легковых автомобилей, приходящихся на 1000 жителей (рис. 1).

Повышающиеся требования к легковым автомобилям и стремление решить возникающие проблемы для каждого легкового автомобиля приводят к постепенному изменению типажа. Уменьшается выпуск крупногабаритных автомобилей и значительно увеличивается выпуск небольших экономичных автомобилей.

Изменяется количество моделей легковых автомобилей, имеющих различные типы кузовов (см. таблицу). Общее количество моделей легковых автомобилей возросло примерно в 1,9 раза, причем количество моделей,

имеющих открытые типы кузовов, уменьшилось.

Популярность, как видно из таблицы, автомобилей с кузовами типов фастбек и особенно хэтчбек можно объяснить оптимальным использованием объема кузова, возможностью использовать автомобиль как грузопассажирский, хорошей аэродинамикой и высокой комфортабельностью салона.

На конструкцию кузова большое влияние оказывает вид компоновки. Среди автомобилей малого и особо малого классов встречаются все известные компоновочные схемы. Классическая компоновка до настоящего времени остается достаточно распространенной ввиду своей конструктивной простоты.

Автомобили с передним приводом колес отличаются хорошей устойчивостью и управляемостью, особенно на скользких дорогах. Кроме того, наиболее полно удовлетворяют требованиям безопасности при фронтальном ударе. Большинство моделей автомобилей

малого и особо малого классов, выпущенных в последние годы европейскими фирмами, имеют переднеприводную компоновку с поперечным расположением двигателя и кузов типа хэтчбек с широкой задней дверью (Симка Горизон, Рено 18, Фиат Ритм, Талбо 1510, Рено Фуего и др.). Однако отсутствие карданного вала к задним колесам не всегда позволяет получить ровный пол в пассажирском салоне, поскольку из-за устанавливаемых дожигателей отработавших газов в центре салона образуется невысокий тоннель. В большой степени это неудобно для автомобилей особо малого класса.

Наметившаяся тенденция максимального использования объема кузова наиболее удачно сочетается с особенностями переднеприводной компоновки автомобиля.

Анализ развития компоновочных схем и форм кузовов легковых автомобилей особо малого и малого классов пока-

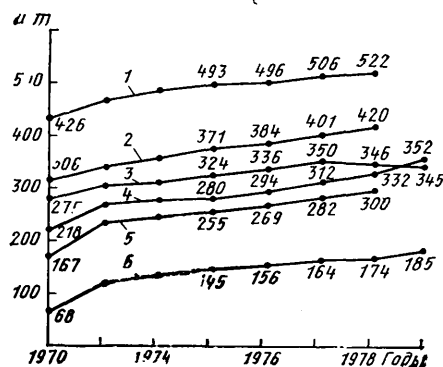


Рис. 1. Динамика роста количества автомобилей на 1000 жителей: 1 — США; 2 — Канада; 3 — Швеция; 4 — ФРГ; 5 — Италия; 6 — Япония

Тип кузова	1965 г.		1977 г.	
	Общее число моделей в %	Число модификаций в %	Общее число моделей в %	Число модификаций в %
Седан: четырехдверный	157	100	439	280
двухдверный	134	85	190	121
Фастбек, хэтчбек, универсал	81	52	137	87
Открытый	50	32	37	24

Примечания: 1. За 100% принято число моделей легковых автомобилей с кузовом типа четырехдверный седан выпуска 1965 г.
2. Типы кузовов объединены несколько крупнее, включая кузова таких автомобилей, как Спорт Гранд Туризм.

зал, что переднеприводная компоновка и кузов типа хэтчбек наиболее применимы для автомобилей с двигателем рабочим объемом до 1100 см³, широко распространены у автомобилей с двигателем рабочим объемом до 1500 см³ и перспективны для автомобилей с двигателем рабочим объемом 2000 см³. У автомобилей среднего класса имеются модели с кузовами типа хэтчбек (Ровер 3500).

Конструктивное исполнение кузовов легковых автомобилей за последние несколько лет претерпело значительное изменение. Этому способствовал ряд обстоятельств и прежде всего требования обеспечения безопасности, художественного оформления, улучшения компоновочных схем, совершенствования агрегатов автомобиля.

При проектировании автомобиля необходимо выполнять самые разнообразные требования. Прежде всего это обеспечение удобств человеку, что уже функционально определяет структуру автомобиля, условно разделяя его на отдельные части. Любой современный легковой автомобиль разделяется на пассажирский салон, переднюю и заднюю части. Функционально эти части достаточно четко разграничены и в общем соответствуют невзирая на тип кузова сложившемуся представлению о легковом автомобиле. В то же время, если к легковому автомобилю подойти с позиции максимального обеспечения безопасности или аэродинамики, то его конструкция и внешний вид могут отличаться от традиционно принятых. При этом могут измениться структура автомобиля и его кузова, комфортабельность и т. д.

С одной стороны, технические возможности по созданию экономически выгодных и совершенных агрегатов автомобиля, способствующих обеспечению достаточной общей комфортабельности и безопасности движения, постоянно расширяются; с другой — все уменьшающиеся размеры легковых автомобилей и увеличивающаяся нагрузка на агрегаты требуют использования новых конструктивных решений и материалов. Основное противоречие, появляющееся при создании автомобиля, возникает между обеспечением безопасности конструкции, что требует, как правило, увеличения массы автомобиля, и повышением его экономичности, для чего лишняя масса является основной помехой.

Для снижения стоимости и улучшения технико-экономических показателей автомобиля его масса должна быть оптимальной. Большая доля массы приходится на кузов, в основном цельнометаллический. Широко используемые низкоуглеродистые стали уже исчерпали свои возможности ввиду низких прочностных свойств. Использование высокопрочных сталей позволяет увеличить нагрузки и снизить массу конструкции. Применение такой стали зависит от уменьшения толщины листа, коррозионной стойкости, штампуемости, свариваемости и других физических и механических свойств. Исходя из действующих нагрузок и степени вытяжки металла, многие фирмы используют составные листы (в раскрое) различной толщины для разных элементов кузова.

Все шире применяются двухфазные стали с использованием алюминия, особенно для навесных частей кузова (дверей, капота и т. д.), ощутимо снижается металлоемкость. При изго-

товлении кузовных деталей применяют метод цинкования листовой стали, что позволяет увеличить их долговечность ввиду уменьшения коррозии.

Синтетические материалы не являются больше заменителями, как это было ранее, а служат полноценным материалом, все больше применяемым в автомобилестроении. По прогнозам специалистов, на легковом автомобиле к 1985 г. их будет использовано 130—140 кг, или 15% общей массы и соответственно 40% объема. Например, на автомобиле Фольксваген Пассат в настоящее время используется 62 кг синтетических материалов, или 7,2% общей массы автомобиля.

Снижения металлоемкости кузова легкового автомобиля можно достигнуть не только за счет уменьшения толщины используемого листа, но и за счет более рационального конструирования отдельных элементов кузова и использования более рациональной формы поперечных сечений основных силовых элементов.

Иссуший кузов легкового автомобиля по своей конструкции в некоторой степени достаточно традиционен. На конструкцию отдельных элементов кузова влияют самые разнообразные и зачастую противоречивые факторы. Конструкция основания, являясь основной иссушей частью, должна обеспечивать прежде всего передачу и восприятие внешних нагрузок и работоспособность агрегатов, закрепленных на ней. На конструкцию крыши и боковины существенно влияют форма автомобиля, тип кузова, необходимость передавать и воспринимать нагрузки, а также соответствие требованиям безопасности и аэродинамики.

Количество материала, расходуемого на изготовление кузовов, зависит не только от конструкции последних, но и от общей формы кузова, которая характеризует технический и эстетический уровень автомобиля. Оценивая влияние формы кузова на металлоемкость следует только во времени, исходя из отдельных этапов изменения формы. Вместе с тем на определенных этапах форма кузовов автомобилей достаточно стабильна. Используемая в данное время клиновидная форма кузовов легковых автомобилей особо малого и малого классов подтверждает это.

На рис. 2 показана эволюция изменения формы кузова легкового автомобиля. У первых моделей автомобилей кузов был без крыши и четко разделялся на объемы, предназначенные для водителя, пассажиров (фаэтон), двигателя и багажника (рис. 2,а). Облик автомобилей менялся довольно быстро, в зависимости от технического совершенствования и найденных новых решений конструкций отдельных узлов и агрегатов. На развитие формы автомобиля влияла также «география» их производства. Фирмы различных стран до настоящего времени стремятся в форме кузовов сохранить приемственность — национальные традиционные особенности.

В моделях 20-х и даже 30-х годов нашего столетия форма легкового автомобиля была еще суммой многих отдельных элементов. Затем она быстро меняет свой характер — утверждается кузов закрытого типа, моторная часть органически соединяется с пассажирским салоном. Значительное влияние на форму кузова в 30-е годы оказала возросшая скорость движения (рис. 2,б);

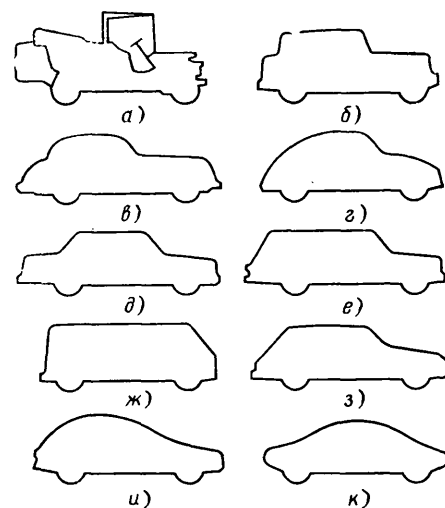


Рис. 2. Эволюция изменения формы автомобиля:

а — кузов в виде экипажа; б — кузов с жесткой крышей и наклонными передними стойками; в — кузов с длинным капотом, подчеркивающим стремительность формы; г — каплевидная форма кузова; д — «пontonная» форма кузова; е — кузов типа универсал; ж — вагонная компоновка; з — клиновидная форма кузова; и — клиновидная форма передней и каплевидная форма задней части кузова; к — идеальная аэродинамическая форма

передние стойки на всех автомобилях наклонились.

На всех этапах автомобилестроения форма кузова легкового автомобиля во многом определялась технологическими возможностями. Благодаря использованию глубокой штамповки кузова автомобилей до 1939 г. имели выпуклые формы. В то же время стремление получить представительный автомобиль привело к появлению в этот период кузовов с удлиненной передней частью, особенно при установке мощных рядных двигателей (рис. 2,в).

На стыке 30—40-х годов приобретают значение композиционная целостность и изящество формы, а также влияние вкусов общества. Внешне форма автомобиля как бы упростилась, но в художественном отношении стала более утонченной.

Важной вехой в истории автомобилестроения было уменьшение дорожного просвета и общей высоты кузова, что можно считать окончательной фазой формирования композиционных основ кузовов современных легковых автомобилей. Кроме того, большое влияние на форму кузова оказал учет требований аэродинамики (рис. 2,г). Примером могут служить каплевидные кузова автомобилей Фольксваген 1200 (Жук) и «Победа».

В послевоенные годы получила распространение так называемая «пontonная» — ступенчатая — форма кузова: отсек двигателя, пассажирский салон, багажник (рис. 2,д).

Автомобили с кузовами типа универсал (семейные автомобили) выпускают практически все фирмы (рис. 2,е). Вагонная компоновка (рис. 2,ж) легковых автомобилей в настоящее время встречается редко, хотя по использованию объема кузова является наиболее выгодной.

С 60-х годов стали создавать кузова легковых автомобилей функционально оправданной формы. Учет социальных требований, аэродинамики, тенденция к максимальному использованию объема

пассажирского салона привели к появлению кузовов клиновидной формы с бесступенчатой задней и заостренной передней частью (рис. 2,з) типа фастбек. Опускающийся капот обеспечивает хорошую обзорность водителю и способствует улучшению аэродинамических свойств автомобиля. Развитая задняя часть кузова позволяет создать достаточно емкий багажник, сравнительно просто превращаемый в грузовое помещение.

Разновидностью кузова этого типа является кузов типа хэтчбек или комби, с дверью, расположенной в торце. Автомобили с кузовами этого типа в настоящее время наиболее популярны. Так из 20 моделей малого класса выпуска 1975—1976 гг. у 14 моделей был кузов типа фастбек, причем 12 из них имели три или пять дверей (хэтчбек).

Основными тенденциями в формообразовании и стиле кузовов современных легковых автомобилей являются: обобщение и упрощение формы, исключение второстепенных деталей, соответствие требованиям аэродинамики, относительное увеличение площади остекления, увеличение по размерам светотехнических приборов. Новые конструктивно-стилевые направления в развитии кузовов должны обеспечивать возрастающие требования безопасности, улучшать аэродинамические показатели, уменьшая аэродинамические шумы и повышая устойчивость движения автомобиля.

Поиски лучших форм кузовов легковых автомобилей происходят непрерывно. Так, легковой автомобиль Покер американского концерна АМС имеет очень большую поверхность остекления (стекла двойной кривизны) и сочетает использование клиновидной передней части и каплевидной задней части кузова (рис. 2,и).

Обращают на себя внимание исследования фирмы Пининфарина по созданию проекта идеальной аэродинамической формы кузова автомобиля среднего класса (рис. 2,к). Для одной модели получено значение аэродинамического коэффициента сопротивления $C_x = 0,177$. Фирма предполагает, что коэффициент сопротивления у реально го автомобиля, производимого от исследуемой модели, составит 0,23, тогда как у многих европейских автомобилей он равен 0,46. Наличие такого малого коэффициента аэродинамического сопротивления способствовало бы уменьшению необходимой мощности двигателя, исходя из максимальной скорости, примерно на 50% и снижению расхода топлива на 15%. Возможно, исполнение кузова подобной формы является в дальнейшем предпосылкой в поиске новых типов кузовов, обладающих отличной

аэродинамикой, увеличенным объемом, в частности, за счет некоторого увеличения высоты автомобиля.

До середины 50-х годов наиболее совершенными по техническому исполнению были легковые автомобили США классической компоновки, больших размеров и массы.

Из-за известных серьезных недостатков автомобиля с задним расположением двигателя и приводом на задние колеса в конце 50-х годов расширилось создание автомобилей с приводом на передние колеса и передним расположением двигателя.

Начиная с середины 50-х годов в США происходит постепенный переход на создание конструкций легковых автомобилей с несущими кузовами. Значительно увеличивается площадь остекления.

С середины 60-х годов выдвигаются требования обеспечения пассивной безопасности, вводятся нормативные показатели безопасности.

В США существует стандартный показатель Роминес Индекс размеров салонов автомобилей. Он представляет собой сумму семи размеров: высоты расположения подушки переднего сиденья; расстояния от подушек переднего и заднего сидений до потолка салона; расстояний от спинки каждого сиденья до ближайшей расположенной перед ней вертикальной поверхности; ширины салона на уровне плеч для каждого ряда сидений. Для самого большого американского автомобиля выпуска 1978 г. («Линкольна») этот показатель равен 738,6 см, а для самого компактного автомобиля («Мустанга») — 636,9 см, что приближается к показателям европейских автомобилей малого и среднего классов. Так для автомобилей Рено-14 он равен 619,2 см, Фиат-127 — примерно 622,7 см; Форд-Фиеста — примерно 614,8 см.

На американском рынке все большим спросом пользуются небольшие европейские и японские автомобили. В связи с этим американская промышленность прилагает усилия к организации производства легковых автомобилей малого и особо малого классов.

В американской промышленности укрепляется принцип унификации автомобилей, когда новые модели отличаются лишь внешним оформлением и рабочим объемом двигателя, а по внутренней конструкции идентичны.

Стремясь захватить монополию на производство автомобилей во всем мире, ведущие автомобильные концерны США заняты разработкой «международного» автомобиля. Планируется его производство одновременно в США и в европейских филиалах концернов. Это откроет большие возможности для

проведения дальнейших мер по проведению стандартизации и унификации конструкции, производства и сервиса.

Европейские автомобили всегда были рациональнее по конструкции и экономичнее американских. По комфортабельности и скоростным качествам современные европейские автомобили малого и среднего классов равны или приближаются к американским автомобилям, имеющим большие размеры, массу и более мощные двигатели.

Практически все фирмы уделяют большое внимание проблеме безопасности автомобилей и широко рекламируют свои программы в этой области (Вольво, Сааб, Даймлер-Бенц, Бритиш Лейланд, Симка, Форд и др.). На большинстве моделей автомобилей отражены конкретные меры по повышению активной и пассивной безопасности. В конструкции кузовов широко используются пластические материалы, обеспечивающие повышение энергоемкости передней и задней части кузова. Существующие проекты правил и утвержденные правила безопасности в Европе и США требуют сохранения жизни пассажиров во время фронтального удара при скорости движения автомобиля 50 км/ч; во время столкновения двух автомобилей «при скорости 70 км/ч; в случае удара сзади при скорости 80 км/ч (подвижным препятствием массой 1250 кг); в случае бокового удара автомобилем под углом 90° при скорости 32 км/ч; во время двух-трехкратного переворачивания после движения при скорости 50 км/ч.

Для удовлетворения указанных требований безопасности в конструкции кузовов должны быть части, обеспечивающие сохранение жизни пассажирам (пассажирский салон), и энергоемкие части (передняя и задняя). В то же время конструкция других частей, как например, крыши, стоек, должна быть такой, чтобы выдерживать нагрузки, возникающие при различных дорожно-транспортных происшествиях.

Выпуск легковых автомобилей в 1977 г. в Японии превысил 5000 тыс. Значительно увеличив производство легковых автомобилей, японское автостроение стало перед проблемой сбыта большого количества автомобилей. Вследствие этого фирмы часто под одной маркой автомобиля выпускают целую серию автомобилей, отличающихся не только рабочим объемом двигателя, но и типом кузова, оборудованием и отделкой.

Канд. техн. наук Г. М. БАГРОВ,
Б. П. МАЛЫШЕНКО

УДК 629.114.4.011.5/7.001.4(485)

МЕТОДИКА ИСПЫТАНИЙ КАБИН ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ В ШВЕЦИИ

НЕОБХОДИМЫЙ уровень безопасности автотранспортных средств в Швеции поддерживается за счет: системы законодательных предписаний, регламентирующих безопасность конструкций автотранспортных средств; системы официальных испытаний автомобилей, предназначенных для эксплуатации в Швеции; проведения ежегодных

технических осмотров эксплуатируемых автотранспортных средств.

Официальные испытания, проводимые в соответствии с принятыми жесткими нормами по безопасности, позволяют не допускать к эксплуатации конструктивно несовершенные автомобили, а проведение технического осмотра обеспечивает контроль за поддержанием необхо-

димого с точки зрения обеспечения безопасности дорожного движения технического уровня эксплуатируемых автомобилей.

Из действующих в Швеции законодательных предписаний по грузовым автомобилям наибольшую специфичность представляют нормы на прочность кабин грузовых автомобилей массой в

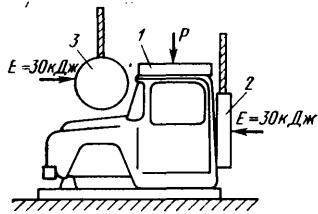


Рис. 1. Схема испытания кабин грузового автомобиля методом статического и динамического нагружения согласно требованиям Швеции:
1 — плита; 2 — плоский маятник; 3 — цилиндрический маятник

снаряженном состоянии 7 т. Эти предписания существенно отличаются от Правил ЕЭК ООН № 29 и являются наиболее жесткими из существующих в настоящее время норм.

В соответствии со шведскими нормами кабина грузового автомобиля должна выдержать три вида нагружения (рис. 1). При этом динамическое нагружение передней части кабины проводится путем удара цилиндрическим маятником по передней стойке под углом 15° к продольной оси автомобиля. Статическая нагрузка P , прилагаемая сверху, равняется двойной массе автомобиля в снаряженном состоянии (но не более 15 т).

Основные положения методики изложены в предписаниях по автомобилям шведской Государственной инспекции по безопасности дорожного движения № 10—01—06—01 от 01.03.1976 г., а также в шведском стандарте SMS 2564.

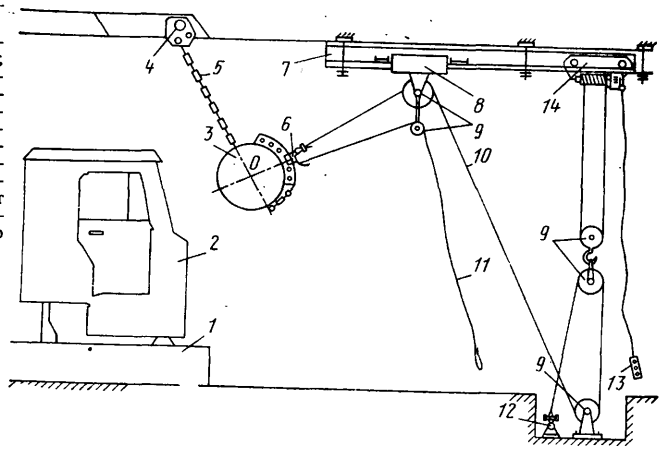
Испытания проводят на одном образце кабины в следующей последовательности: удар цилиндрическим нагружающим устройством по передней стойке кабины; удар плоским нагружающим устройством по задней стенке кабины; статическое нагружение крыши кабины в вертикальной плоскости.

Для проведения испытаний используют следующие комплексы оборудования и аппаратуры: испытательную установку маятникового типа с набором различных нагружателей; вертикальный пресс; киносьемочную аппаратуру; приспособления для линейных измерений.

Испытательная установка (рис. 2) состоит из нагружателей различной формы, подвеса, устройства для регулирования высоты установки нагружателя, специального механического расцепного устройства, устройства для подъема нагружателей и силового пола с приспособлениями для крепления объекта испытаний.

Используют два типа нагружателей (маятников): цилиндрической формы (диаметр 600 мм, длина 1000 мм, приведенная масса 1006 кг) для удара по передней стойке кабины и прямоугольной формы (высота 500 мм, ширина 1620 мм, толщина 320 мм, масса 1006 кг) для удара по задней стенке кабины. Маятники имеют замкнутую сварную конструкцию, выполненную из стального листа. Наружные окрашенные поверхности маятников не имеют заметных неровностей. В маятнике на расстоянии 350 мм от вертикальной оси, проходящей через их центр тяжести, имеются два сквозных отверстия, через которые проходят ветви подвеса. Со стороны, противоположной зоне контакта с кабиной, на маятниках приварены пласти-

Рис. 2. Схема испытательной установки:
1 — рама автомобиля; 2 — кабина — объект испытания; 3 — маятник; 4 — ось подвеса; 5 — цепь подвеса; 6 — разъем (замковое устройство); 7 — двутавр; 8 — кронштейн блока; 9 — блок; 10 — трос подъема маятника; 11 — трос привода разъема; 12 — заделка троса; 13 — пульт управления тельфером; 14 — электротельфер; О — центр тяжести маятника



ны с рядом отверстий для закрепления разъема и нижних концов ветвей цепей.

Подвес маятника выполнен в виде двух цепей длиной 6,5 м каждая. Расстояние между цепями 700 мм, расчетная нагрузка на одну цепь до 10 т. Верхний конец троса маятника закреплен на поперечной балке, расположенной на высоте 6,5 м от пола, при помощи опор, установленных на подшипниках качения. Рабочая длина маятника 5 м. Длина подвеса изменяется с помощью стопорных пластин, устанавливаемых на цепях под нагружателями.

Маятник 3 поднимается тросом 10 при помощи электротельфера 14 через систему блоков (рис. 2). Максимальная высота подъема маятника 4 м. Трос соединен с нагружателем через специальное замковое устройство (механический разъем). В момент опускания груза разъем приводится в действие оператором при помощи троса 11.

Для закрепления объекта испытаний используется силовой пол с пазами шагом 1 м с комплектом растяжек, выполненных в виде цепей, тросов с натяжными устройствами и башмаками для закрепления в пазах силового пола.

Вертикальный пресс состоит из двух вертикально установленных и закрепленных на полу силовых гидроцилиндров, развивающих усилие до 10 т, насосной станции и пульта управления. Штоки гидроцилиндров имеют удлинители, на которых закреплена поперечина из двутавровой балки, замыкающая систему. Расстояние между осями гидроцилиндров 4,5 м, максимальная высота установки поперечины 3,5 м, минимальная — 1,2 м. Рабочий ход силовых цилиндров направлен сверху вниз, длина рабочего хода 1 м. Поперечина может устанавливаться и закрепляться на удлинителе штоков гидроцилиндров с шагом 75 мм.

Для скоростной кино съемки используется одна кинокамера фирмы Вединкон с пленкой шириной 16 мм, оборудованная дистанционным включением. Скорость съемки 64 кадра в 1 с. Кинокамеру устанавливают со стороны предполагаемых максимальных деформаций кабины. На расстоянии 0,5—1 м от кабины на штативе располагают линейку с контрольными метками шагом 50 мм, которая позволяет определять масштаб кадра при расшифровке данных кино съемки.

Условия проведения испытаний имеют следующие особенности.

1. Динамическое нагружение передней стойки кабины. С целью имитации условий нагружения

кабины, установленной на шасси автомобиля, под раму, на которой закреплена кабина, устанавливают деревянные бруски размером 100×200 мм, а под концы брусков подкладывают резиновые прокладки размером $100 \times 100 \times 250$ мм.

Кабину для испытаний устанавливают с учетом следующих требований: центральная продольная ось кабины должна составлять угол, равный 15° , с вертикальной плоскостью движения маятника; точка контакта маятника со стойкой кабины должна быть смещена относительно центра маятника на 60 мм в сторону центра кабины; маятник должен отводиться назад от вертикального положения на $3-5^\circ$, соприкасаясь с передней стойкой кабины; точка контакта маятника с передней стойкой кабины K должна находиться в границах $H_{\min} < H_K < H_{\max}$ (рис. 3).

После выполнения указанных требований кабину закрепляют при помощи шести растяжек (три спереди, две сзади и одна под кабиной в зоне второй поперечины рамы). Аналогично этому устанавливают и закрепляют кабину на шасси автомобиля при ее испытании. После окончания крепежных работ, контрольного осмотра и проверки готовности пломбируют двери и начинают фотосъемку. Положение маятника относительно кабины фиксируется. Затем он при помощи электротельфера поднимается на высоту 3,04 м. Высота расположения центра тяжести маятника относи-

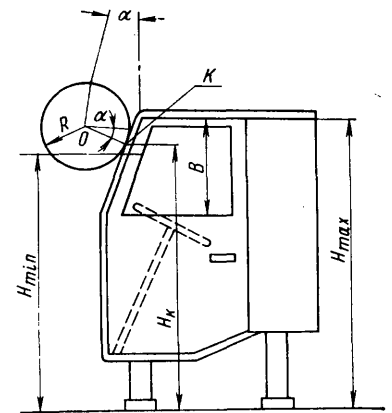


Рис. 3. Определение высоты размещения маятника при ударе спереди:
 B — расстояние от верхней кромки двери до нижнего края проема окна двери; H_{\max} — $H_{\min} = 1/3 B$; H_{\max} — расстояние до верхней кромки двери; O — центр тяжести маятника; K — точка контакта маятника с кабиной

тельно пола определяется из выражения

$$H_a = H_K + R \sin \alpha + 3,04 \text{ м,}$$

где R — радиус маятника в м;
 α — угол начального отклонения маятника от вертикали;
 H_K — высота начального положения точки контакта K маятника с кабиной.

Высоту подъема маятника контролируют телескопической линейкой. После проверки готовности киноаппаратуры, а также после обеспечения безопасного размещения людей, которые должны находиться на расстоянии не менее 5—6 м от испытательной установки и кабины, руководитель дает команду на сбрасывание маятника и включение кинокамеры.

При натяжении троса II срабатывает замковое устройство, затем происходит падение и удар маятника по передней стойке кабины. После удара и успокоения маятника осуществляется фотосъемка, оценка доформаций и разрушений, состояния замков и крепления кабины к раме.

2. Динамическое нагружение задней стенки кабины. Кабину, прошедшую испытание ударом по передней стойке, подвергают последующему динамическому нагружению задней стенки маятником прямоугольной формы. Для этого кабину устанавливают с учетом следующих требований: продольная ось кабины должна совпадать с вертикальной плоскостью движения маятника. Маятник должен отводиться назад от вертикального положения на 2—3°, соприкасаясь со стенкой кабины и располагаясь симметрично центральной продольной оси автомобиля.

В таком положении кабина закрепляется способом, аналогичным описанному выше. Затем маятник поднимают на высоту, определяемую из выражения

$$H_6 = A + 3,04 \text{ м,}$$

где H_6 — высота расположения центра тяжести маятника относительно поверхности пола в поднятом состоянии;

A — высота расположения центра тяжести маятника относительно поверхности пола в начальном положении в м (рис. 4).

Далее следуют операции по подготовке объекта испытаний, аналогичные, описанным выше, для испытания ударом спереди.

3. Статическое нагружение кабины. Кабина, прошедшая динамические испытания ударами по ветровой стойке и задней стенке, подвергается последующему статическому нагружению крыши. Для этого кабину в сборе с рамой устанавливают под вертикальный пресс. На крышу устанавливают деревянную или железобетонную плиту толщиной 300 м, изготовленную по форме крыши. Кабину устанавливают таким образом, чтобы поперечина пресса была перпендикулярна продольной оси кабины и совпадала с геометрическим центром плиты. Затем проводят фотосъемку и последующее нагружение нормируемой нагрузкой.

Кабина считается выдержавшей все виды испытания при следующих условиях:

1) в несущей конструкции кабины или ее деталей, а также узлах крепления не произошло разрушений и не образовались значительные трещины или деформации;

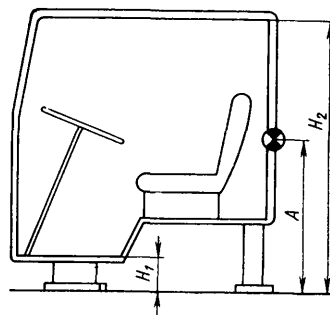


Рис. 4. Определение высоты размещения маятника при ударе сзади: H_1 — расстояние до пола кабины в м; H_2 — расстояние до крыши кабины в м; $A = \frac{H_2 - H_1}{2}$ — высота расположения центра тяжести маятника в м

2) в кабине остается жизненное пространство для водителя и пассажиров, метод оценки — субъективный;

3) не произошло самопроизвольного открывания дверей кабины и запорного устройства;

4) при динамическом нагружении вся энергия удара (30 кДж) поглощается кабиной и не происходит проскальзывания маятника по крыше.

Шведские требования к прочности кабины, которые были приняты в 60-х годах, следует признать недостаточно обоснованными, в особенности жесткие условия нагружения передней стойки. С большей степенью достоверно имитируются характерные условия нагружения кабин при дорожно-транспортных происшествиях с грузовыми автомобилями (в частности, при опрокидываниях) в методиках, разработанных Центральным научно-исследовательским автополитом НАМИ¹ и в Швеции (BOF 10—01—07—01), хотя последняя предназначена для испытаний кабин тракторов.

В этих методиках для имитации условий нагружений при опрокидывании вместо удара цилиндрическим маятником по передней стойке используется динамическое нагружение кабины плоским маятником в поперечном направлении.

В целом уровень безопасности авто-транспортных средств, допускаемых к эксплуатации на дорогах Швеции, несколько выше, чем в большинстве стран Западной Европы, а это наряду с осуществлением мероприятий по организации движения и повышению безопасности автомобильных дорог, способствовало предотвращению в течение последних 10 лет роста потерь от дорожно-транспортных происшествий, несмотря на постоянное увеличение интенсивности дорожного движения.

¹ Рябчинский А. И., Фролов В. В. Исследование пассивной безопасности кабин грузовых автомобилей. — Автомобильная промышленность, 1977, № 3, с. 25—28.

Канд. техн. наук
**А. И. РЯБЧИНСКИЙ, М. Д. ШИРЯЕВ,
 В. В. САХАРЧУК**

УДК 621.77.9:629.113.002

НОВОСТИ В ТЕХНОЛОГИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ ЗА РУБЕЖОМ

Новый чугунолитейный цех

Новый чугунолитейный цех голландской фирмы Asselbergs размещен на площади 14 500 м². В него входят отделения: плавильное; механизированное формовочное и формовочное, в которых используются смеси на фурановых смолах для изготовления отливок массой до 500 и до 15 000 кг соответственно (в последнем случае с использованием ручного труда); регенерация формовочной смеси; формовочное с установкой «Disamatic» для приготовления смеси; стержневое; очистки отливок; вспомогательное.

Плавильное отделение оснащено плавильной установкой с вагранкой горячего дутья и двумя индукционными печами. Формовочные линии трех типов обеспечивают производство крупных — массой по 15 000 кг, средних — до 500 кг и мелких отливок (с использованием смесей на глиняном связующем). На установке «Disamatic» изготавливаются формы размером 950×700 мм при толщине

200—500 мм. К формовочным относятся также установки для регенерации смеси, смесеприготовительные установки и четыре линии изготовления стержней. Благодаря современному оснащению число занятых на заводе уменьшилось с 900 до 600 человек.

Giesserei, апрель 1980, т. 67, № 8, с. 233—234.

Новый завод по производству дизелей

В г. Фоджа (Южная Италия) объединением SOFIM (Società Franco-Italiana Motori), созданным совместно фирмами FIAT, Saviem-Renault и Alfa Romeo, построен завод по производству высокооборотных дизелей для легковых и грузовых (малой грузоподъемности) автомобилей, погрузчиков, речных судов, а также стационарных двигателей промышленного назначения. Завод выпускает трех-, четырех- и шестицилиндровые двигатели семи модификаций, как предкамерные, так и непосредственным

впрыском, с вставными гильзами цилиндров и без них. Дневная производительность завода — 1000 двигателей.

На одной из двух комплексных автоматических линий производится полная обработка, сборка и контроль блок-картеров и головок блока цилиндров, на второй — полная обработка, сборка и контроль шатунов двух типов, распределительных валов трех типов, коленчатых валов и маховиков пяти типов.

Блок-картер двигателя состоит из двух частей, отлитых из чугуна с перлитной структурой. После обработки каждой части отдельно на соответствующем участке линии их соединяют в единый узел и подвергают окончательной механической обработке с последующим контролем. Производительность линии — 1050 шт. при ежедневной работе 15 ч и загрузке 70%. Эта линия включает в себя 34 автоматические подлинии для механической обработки, а также линию сборки, моечные установки, контрольные устройства и т. д.

Головки блоков цилиндров, изготовляемые из алюминиевого сплава, выпускаются шести типов в двух конструктивных исполнениях: для предкамерных двигателей и двигателей с непосредственным впрыском. Предкамеры изготовляются из хромоникелевого сплава. Участок механической обработки головок и комплектующих деталей насчитывает 13 автоматических подлинний, участок сборки, моечные установки и контрольные устройства. На участке ежедневно при работе 15 ч и загрузке 70% производится 1100 головок.

Комплексная автоматическая линия оснащена пропграммируемой системой управления «Flexcontrol» со статической логикой.

Шатуны, выпускаемые в двух конструктивных исполнениях, отличаются друг от друга длиной, диаметрами отверстий в головках и расстояниями между головками. На этом участке завода установлены 13 специальных станков, одна автоматическая подлинния для механической обработки, балансировочные станки, контрольные устройства, моечные установки и др. Дневная производительность участка при работе 15 ч — 4750 шт. Участок оснащен загрузочно-разгрузочными и подъемно-транспортными устройствами, накопителями и контрольно-измерительными системами «Magross».

На участке производства маховиков работают четыре специальных токарных станка, одна автоматическая подлинния для растачивания, сверления и нарезания внутренних резьб, сборочные машины, балансировочные станки и моечные установки. Дневная производительность участка при загрузке 75% составляет 1050 шт.

На последнем участке обрабатываются распределительные и коленчатые валы. Распределительные валы обрабатываются вначале на автоматической подлиннии, имеющей десять позиций обработки, а затем на другой автоматической подлиннии с четырьмя позициями. Обработка завершается на специальном четырехшпиндельном станке, где производится окончательная обработка масляных каналов. Дневная производительность участка — до 950 распре-

делительных валов для четырехцилиндровых двигателей. При обработке коленчатых валов применяются индукционные закалочные машины средней и высокой частоты.

После окончательной сборки готовые двигатели поступают на участок окончательного контроля, где проверяют величину вибраций при работе, крутящий момент, температуру охлаждающей воды на входе и выходе из системы охлаждения, расход топлива и токсичность отработавших газов. Проверки осуществляются в звукоизолированной камере. Одновременно испытывают два двигателя. Продолжительность испытаний 76 мин. Управление — дистанционное, снаружи камеры.

Werkstatt und Betrieb, март 1980, № 3, с. 135—137.

Способы повышения жесткости круглых дыропробивных пуансонов

Жесткость небольших круглых дыропробивных пуансонов необходимо повышать в случае, если диаметр пробиваемого отверстия меньше 2,5 мм (независимо от прочности материала на срез) или отношение диаметра отверстия к толщине листа меньше 1,5 — для материалов с низкой прочностью на срез и меньше 2,0 — с высокой прочностью на срез.

Жесткость пуансонов повышается при изготовлении их ступенчатыми, а также при использовании опорных труб (направляющих колодок).

Производство ступенчатых пуансонов с большим диаметром корпуса и коротким дыропробивным концом связано со значительным расходом инструментальной стали. Чтобы устранить этот недостаток, пуансоны делают составными: тонкий пуансон, диаметр которого соответствует диаметру отверстия, вставляют в опорную трубу, изготовленную из дешевой инструментальной стали. Благодаря этому и сам пуансон можно укоротить, дополнив его вставкой, например, из закаленной стали серебрянки. Такая конструкция, имеющая невысокую стоимость, значительно снижает опасность появления продольного изгиба и закалочной деформации. (Для тонких

пуансонов с очень маленьким диаметром рекомендуется использовать вспомогательную трубу, которая располагается в основной трубе). Для определения диаметра опорных труб не существует твердых правил. Рекомендуется брать минимальный диаметр, но такой, чтобы детали не перегибались на направляющей плите (съемнике). Опорные трубы не всегда прочно соединяют с пуансонодержателем. Успешно применяются трубы, закрепленные с одной стороны. Это обычные трубы с центровым отверстием, диаметр которого соответствует диаметру пуансона. Длина труб при этом меньше, чем величина промежуточного пространства между пуансонодержателем и съемником.

Werkstatt und Betrieb, март 1980, № 3, с. 195—197.

Станок для снятия заусенцев

На Международной выставке станков в Бирмингеме (Англия) был представлен четырехпозиционный станок «Gratomat MS400», предназначенный для снятия заусенцев на цилиндрических прямозубых и винтовых зубчатых колесах с внутренним и внешним зацеплением. Максимальный диаметр зубчатых колес — до 400 мм, масса — до 50 кг.

Заусенцы снимаются шлифовальными кругами, фрезами и щетками, которые в зависимости от требований обработки могут устанавливаться в различных комбинациях на трех рабочих позициях. Загрузка и разгрузка деталей производится на четвертой позиции. Обрабатываемые зубчатые колеса устанавливаются в оправках и зажимах. При снятии заусенцев обеспечивается бесступенчатое изменение частоты вращения рабочего шпинделя от 1,2 до 14 мин⁻¹.

На станке «Gratomat ASZ 600», который также демонстрировался на этой выставке, осуществляется снятие заусенцев на конических зубчатых колесах диаметром до 600 мм, с числом зубьев от 7 до 120. На одном рабочем шпинделе размещаются две головки для снятия заусенцев под углом 180° и на них устанавливаются дисковые фрезы.

Machinery and Production Engineering, апрель 1980, т. 136, № 3506, с. 134.

УДК 629.113.012.5:629.113.073.23

Выбор моделей для аналитического описания взаимодействия пневматической шины с дорогой. Водяник И. И. — Автомобильная промышленность, 1980, № 10.

Дано аналитическое описание взаимодействия колеса с дорогой на основе реологии. Полученные уравнения проверены путем сопоставления результатов расчетов и измерений сопротивления качению колес с различными пневматическими шинами. Проверка подтверждает правильность выбора моделей взаимодействия. Табл. 1. Рис. 2. Библ. 8.

УДК 621.744.56

Реологические исследования формовочных смесей. Матвеев И. В., Исагулов А. З., Юсуфович А. Б. — Автомобильная промышленность, 1980, № 10.

Приведено описание прибора и методика экспериментальных реологических исследований холоднотвердеющих и жидкостекольных смесей при трехосном сжатии. Рассмотрена кинетика развития интенсивности напряжений и деформаций при испытании смесей, скорости деформации, модуля пластичности, плотности смесей. Определены технологические параметры уплотнения смесей высокоскоростным пресованием (ВСП-процесс) — скорость и энергия удара. Приведены результаты производственных испытаний. Рис. 5. Библ. 3.

РЕФЕРАТЫ СТАТЕЙ

ПАМЯТИ Константина Андреевича ШАРАПОВА

На 82-м году жизни 6 мая 1980 г. скончался старейший советский конструктор транспортных средств и двигателей, ученый, исследователь — Константин Андреевич Шарапов, широко известный как создатель первой советской оригинальной конструкции автомобиля.

После окончания в 1925 г. автомобильного факультета Московского механико-электротехнического института им. М. В. Ломоносова Константин Андреевич был приглашен на работу в НАМИ для дальнейшей разработки и реализации дипломного проекта «Малолитражный автомобиль для российских условий эксплуатации и производства». Работая в НАМИ под руководством Н. Р. Брилинга, К. А. Шарапов занял ведущую роль в области научно-экспериментальных работ по автомобилям и особенно по автомобильным двигателям. Группа молодых инженеров (в том числе А. А. Липгарт, Е. В. Чарнко) по разработке технической документации для производства малолитражного автомобиля, возглавляемая К. А. Шараповым, создала не просто уменьшенную копию обычного легкового автомобиля, а принципиально новую конструкцию — автомобиль НАМИ-1.

После начала выпуска автомобиля НАМИ-1 К. А. Шарапов разработал модернизированную модель малолитражного автомобиля НАТИ-2, с более мощным четырехцилиндровым двигателем воздушного охлаждения.

Эти работы Константина Андреевича по малолитражным автомобилям предвосхитили развитие легковых автомобилей такого класса в нашей стране.

В 30-е годы К. А. Шарапов провел большие работы по улучшению конструкций грузовых автомобилей ГАЗ-А и ГАЗ-АА. Переработал 23 элемента конструкции этих автомобилей и разработал независимую подвеску передних колес автомобиля ГАЗ-АА.

В эти же годы большое теоретическое и практическое значение имела работа К. А. Шарапова, выполненная по заданию Г. К. Орджоникидзе, по теории унификации транспортных двигателей различных мощностей и видов топлива для производства на единой унифицированной производственной базе. В результате разработки этой теории появилась методика конструирования унифицированных семейств двигателей. На основании этой теории было построено семейство двигателей (НАТИ серии «Ш») для грузовых автомобилей большой грузоподъемности, автобусов и других транспортных и промышленных целей.

В последующие годы Константином Андреевичем были разработаны для более эффективной работы автомобилей ЗИС-5 в условиях низких температур газогенератор для полного сжигания спекающихся каменных углей и калориферный обогреватель для кабины автомобиля.

В период Великой Отечественной войны К. А. Шарапов работал в области двигателестроения для авиации и военно-морского флота. Разработанные им, в частности, двигатели для торпедных катеров и реверсивные муфты к ним успешно применялись в боевых условиях.

В последующие годы К. А. Шарапов руководил разработкой и постройкой турбореактивного двигателя, а затем в качестве заместителя главного конструктора Кутаисского автозавода им. Г. К. Орджоникидзе занимался работой по совершенствованию конструкции автомобиля КАЗ-150.

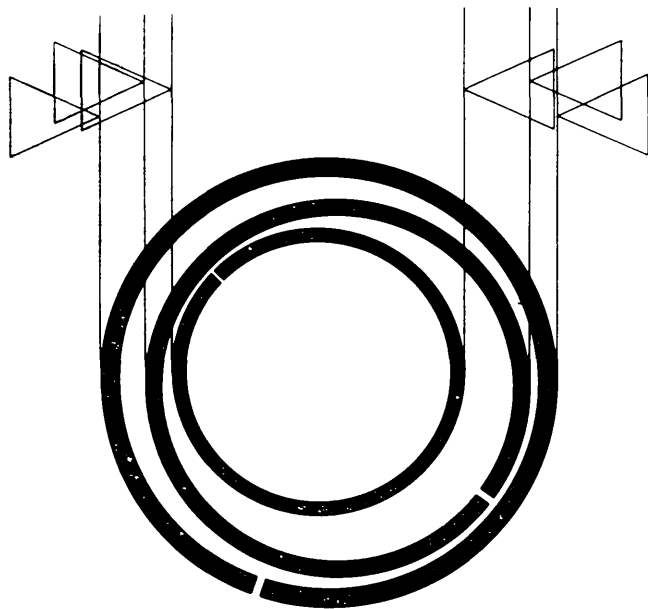
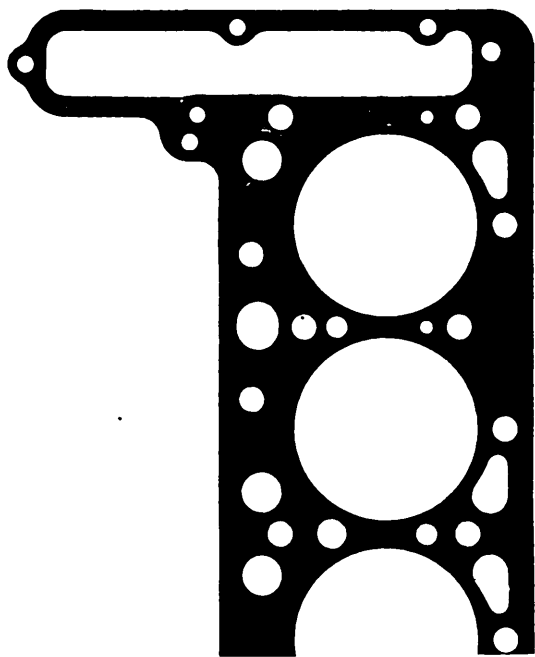
В 1954—1960 гг. К. А. Шарапов работал в Институте двигателей АН СССР в качестве заведующего сектором опытных конструкций, где интенсивно занимался проблемами снижения токсичности транспортных двигателей. Им была проведена разработка средств снижения токсичности двигателей внутреннего сгорания — нейтрализаторов, эжекторов и других устройств снижения содержания вредных составляющих в отработавших газах. В результате этих работ в 1972 г. на производство был поставлен каталитический нейтрализатор НКД-241 для дизелей автомобилей большой грузоподъемности БеЛАЗ-540, КрАЗ-256 и МАЗ-504.

В 1960 г. К. А. Шарапов защитил диссертацию и получил ученую степень кандидата технических наук. Им было опубликовано большое число научно-технических статей и брошюр.

Для всех работ К. А. Шарапова в течение его продолжительной деятельности было характерно глубоко научное обоснование решавшихся им проблем. Высоко эрудированный ученый и высококвалифицированный конструктор, он был способен предвосхищать пути развития транспортных средств. Для Константина Андреевича были характерны инициатива в постановке и разрешении технических проблем, огромная трудоспособность, широкая эрудиция, способность ставить и решать на базе обобщенного опыта большие технические задачи высокой сложности, требовательность к себе и подчиненным и одновременно большая личная скромность.

Память о Константине Андреевиче будет всегда жить в сердцах тех, кто его знал.

ГЕТЦЕ Уплотнения



G 579

Во всем мире 8000 сотрудников фирмы ГЕТЦЕ АО конструируют, производят и продают уплотнения для автомобильной, судовой, машиностроительной и агрегатостроительной промышленности. Кроме изготовления различных уплотнений фирма ГЕТЦЕ АО сама конструирует и производит почти все станки, автоматы и приборы, необходимые для рационального изготовления уплотнений.

Сотрудничество с различными фирмами Европы, Азии, Северной и Южной Америки, а также наличие во всем мире заводов, работающих по лицензии фирмы, гарантирует международное признание ГЕТЦЕ АО.

Более чем десятилетнее сотрудничество связывает фирму ГЕТЦЕ АО с предприятиями Советского Союза.

Фирма поставляет кроме уплотнений различные станки, автоматы и измерительную технику для производства поршневых колец.

Новые достижения фирмы в этой области будут представлены на проводимой в Москве промышленной выставке «Станки-ФРГ»,

которая состоится с 14 по 22 октября 1980 г.

Наш павильон № 5, первый этаж, стенд 5220

Поршневые кольца = ГЕТЦЕ
Поршневые кольца «Пассформ» = ГЕТЦЕ
Поршневые кольца «Нормформ» = ГЕТЦЕ
Гильзы цилиндров = ГЕТЦЕ

Прокладки под головку блока цилиндров = ГЕТЦЕ
Комплекты уплотнений = ГЕТЦЕ
Кольца резиновые для уплотнения валов = ГЕТЦЕ
Уплотняющие кольца скольжения = ГЕТЦЕ
Уплотняющие кольца для гусеничных движителей = ГЕТЦЕ
Уплотняющие кольца для стержней клапанов = ГЕТЦЕ
Резиновые изделия = ГЕТЦЕ
Металлорезиновые изделия = ГЕТЦЕ



ГЕТЦЕ АО
5093 Буршайд · ФРГ

Приобретение товаров иностранного производства осуществляется организациями и предприятиями в установленном порядке через МИНИСТЕРСТВА и ВЕДОМСТВА, в ведении которых они находятся.
Запросы на проспекты и каталоги следует направлять по адресу: 103074 Москва, пл. Ногина 2/5. Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР. Ссылайтесь на № 3707-80/117/14-73.

Вологодская областная универсальная научная библиотека

www.booksite.ru

В/О «ВНЕШТОРГРЕКЛАМА»

Трудно перечислить все, что может дать ХОЛОДНАЯ ШТАМПОВКА...



Предлагаем следующую информацию

Главная особенность процесса — универсальность

Детали, полученные холодной штамповкой, могут иметь массу от 5 унций (150 г) до 4 фунтов (1,8 кг). Скорость изготовления — до 60 деталей в минуту в зависимости от формы детали и размера штамповочного пресса. Обратите особое внимание на сложность формы и размеры деталей!

Обрабатываемый материал поступает в бунтах, в виде прутков или отдельных заготовок. Прессы могут иметь пять или шесть штампов и различные транспортировочные устройства. При холодной штамповке требуется небольшое количество вспомогательных приспособлений. Первоначальные затраты и затраты на установку оборудования — незначительные.

Преимущества универсальности процесса холодной штамповки получают

механические цехи, цехи горячей штамповки, поставщики автомобильных деталей, изготовители крепежных деталей, специальные цехи и др.

Холодная штамповка обеспечит большую прибыль Вашему производству.

За более подробной информацией обращайтесь по адресу:

National Machinery

NATIONAL MACHINERY
G. m. b. H., 8500 NUERNBERG,
REGENSBURGER STR. 420;
POSTBOX 3341, BRD;
TEL. 0911/400011
DESIGNERS AND BUILDERS OF HOT AND COLD
FORGING MACHINERY

Приобретение товаров иностранного производства осуществляется организациями и предприятиями в установленном порядке через МИНИСТЕРСТВА и ВЕДОМСТВА, в ведении которых они находятся.
Запросы на проспекты и каталоги следует направлять по адресу: 103074 Москва, пл. Ногина, 2/5. Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР. Ссылайтесь на № 3707—80/111/3.