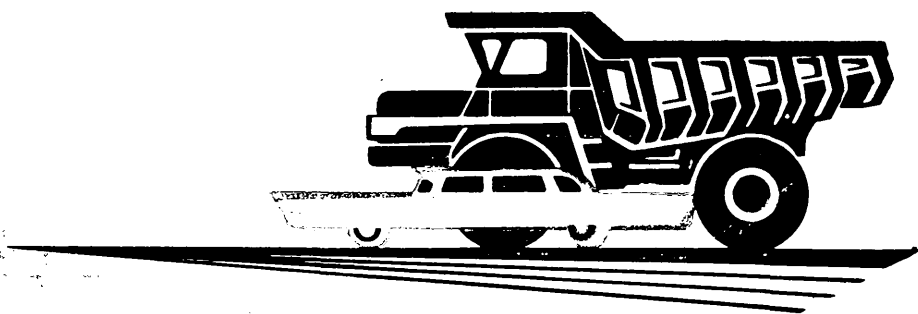


АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ 1978

2



СОДЕРЖАНИЕ

| | |
|---|---------------|
| И. В. Орлов, В. А. Кузин, Е. А. Устинов — Задачи автомобилестроителей в связи с принятием новой Конституции СССР | 1 |
| КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ | |
| М. А. Григорьев, В. И. Костецкий, В. В. Карпенко, М. М. Левитан, В. М. Павли-ский — Механизмы износа и повышение сроков службы цилиндров двига-телей | 3 |
| Б. Д. Колубаев — Исследование оптимальных характеристик корректирующих устройств системы зажигания газового двигателя | 6 |
| Л. П. Егорычев, А. Е. Плетнев — Аппаратура для статистических исследований процессов в автомобилях и двигателях | 8 |
| А. В. Зотов, Е. И. Слоущер — Выбор и расчет амортизирующего крепления си-ловых агрегатов автомобилей особо большой грузоподъемности | 9 |
| И. В. Балабин, В. В. Зорин, Г. Г. Борисов — Исследование внешних сил, дей-ствующих на колесо автомобиля | 13 |
| А. П. Солтус, С. С. Малов, В. Н. Захаров — К вопросу об устойчивости движе-ния управляемых колес | 15 |
| Ю. В. Мезрин — Механизация подъема откидных панелей | 17 |
| Г. П. Вяткин, Ю. М. Немцов, С. А. Тимофеев — Методика исследования геомет-рии рабочей пары рулевого механизма типа глобоидный червяк и ролик с помощью ЭВМ | 19 |
| А. С. Паршин — Экспериментальное определение углов увода осей автомобиля при движении по переходным кривым | 21 |
| В. М. Семенов, С. И. Кондрашкин, С. П. Контанисов — Определение динами-ческой нагруженности трансмиссии и работы буксования муфты сцепления при трогании автомобиля с места | 23 |
| М. А. Петров, В. Д. Балакин, Ю. В. Тюнев — Расчетное определение продоль-ных и боковых реакций при движении тормозящего колеса с уводом | 26 |
| А. Е. Межев — Моделирование случайных колебаний автомобиля с нелиней-ной подвеской | 28 |
| ТЕХНОЛОГИЯ | |
| О. В. Соколов — Методика определения нагрузочных характеристик шестерен | 30 |
| В. С. Кузоватов, А. А. Симонов, В. К. Савельев — Влияние технологических фак-торов на точность шевингования цилиндрических зубчатых колес | 32 |
| А. М. Васильев, И. М. Добрынин — Исследование точности обработки ступенча-тых валков на бесцентрово-шлифовальных станках | 33 |
| И. Н. Федоренко — Бескопирная обработка поршней двигателей внутреннего сгорания | 34 |
| Л. И. Волчкевич, В. Г. Лепихов — К вопросу оптимального построения и сравни-тельного анализа технологических процессов автоматизированного произ-водства | 37 |
| ИНФОРМАЦИЯ | |
| М. Я. Розенштейн — Основные направления развития сборочных работ за рубежом | 38 |
| И. И. Селиванов — Новый безопасный легковой автомобиль Кэлспен-Крайслер | 40 |
| Е. И. Лежнева — Достижения отечественного автомобилестроения | 41 |
| Новости в технологии машиностроения за рубежом | 45 |
| КРИТИКА И БИБЛИОГРАФИЯ | |
| В. Н. Луканин, Ю. В. Горшков — Рецензия на книгу В. Е. Тольского, Л. Е. Кор-чемного, Г. В. Латышева, Л. М. Минкина «Колебания силового агрегата ав-томобиля», М., «Машиностроение», 1976 | 47 |
| Рефераты статей | 3-я стр. сбл. |

Главный редактор **Е. А. БАШИНДЖАГЯН**

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

В. А. Ануфриев, К. М. Атоян, И. В. Балабин, В. М. Бусаров, А. В. Бутузов, А. М. Ва-сильев, М. А. Григорьев, А. С. Евсеев, Ю. А. Ечеистов, К. П. Иванов, Б. Г. Карнаухов, А. С. Кобзев, А. В. Костров, А. М. Кригер, В. А. Кузин, А. М. Кузнецов, Ю. А. Купеев, И. С. Лунев, Д. В. Лялин, Н. А. Матвеев, Д. Д. Мельман, А. А. Невелев, Ю. М. Нем-цов, И. В. Орлов, А. Н. Островцев, А. Д. Просвирнин, Г. А. Смирнов, А. И. Титков, Е. А. Устинов, А. И. Фалитнов, В. А. Фаустов, С. Б. Чистозвонов, М. М. Шурыгин, Б. Е. Юсуфович, Н. Н. Яценко

Издательство «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Технический редактор **Л. П. Гордеева**

Корректор **О. Е. Мишина**

Сдано в набор 07.12.77.

Подписано в печать 18.01.78.

Т-03314

Формат 60×90/8

Печать высокая.

Усл. печ. л. 6,0.

Уч.-изд. л. 10,0

Тираж 15717 экз.

Зак. 4308

Адрес редакции:
103012, Москва, К-12, пр. Сапунова, 13/15, 4-й этаж, комн. 424 и 427.
Тел. 228-48-62 и 298-89-18

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

2

ФЕВРАЛЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1978

Год издания XLIV

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА
АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

УДК 629.113.001

Задачи автомобилестроителей в связи с принятием новой Конституции СССР

И. В. ОРЛОВ, В. А. КУЗИН, Е. А. УСТИНОВ

Министерство автомобильной промышленности, НИИТавтопром

ПРИНЯТАЯ на внеочередной седьмой сессии Верховного Совета СССР девятого созыва и горячо одобренная всем советским народом Конституция СССР является документом всемирно-исторического значения.

С принятием нового Основного Закона конституционно закреплено построение в СССР развитого социалистического общества. Наша Родина достигла нового исторического рубежа в своем движении дорогой Ленина, дорогой Октября, добилась невиданного расцвета социалистической демократии.

Наша Конституция явилась результатом огромной теоретической и практической деятельности Коммунистической партии, ее Центрального Комитета и Политбюро во главе с Леонидом Ильичом Брежневым, замечательным итогом исторического творчества миллионов масс трудящихся нашей страны. В ней сохранены и развиты раскрытые еще В. И. Лениным основополагающие черты конституции социалистического типа, всесторонне обобщен и обогащен в соответствии с требованиями современной эпохи весь конституционный опыт Страны Советов.

Одной из главных задач социалистического государства является дальнейшее укрепление материально-технической базы коммунизма и на этой основе обеспечение всемерного повышения благосостояния трудящихся.

Огромный отряд автомобилестроителей вносит значительный вклад в развитие индустрии нашей страны.

Благодаря повседневному вниманию и огромной помощи Центрального Комитета партии и Советского правительства автомобильная промышленность нашей страны превратилась в одну из передовых, высокоразвитых отраслей народного хозяйства.

Особенно бурно она стала развиваться после XXIV и XXV съездов КПСС, в решениях которых перед автомобилестроителями были поставлены новые крупные задачи. За эти годы построены новые заводы и реконструированы действующие предприятия отрасли, расширены и укреплены научно-техническая и опытно-конструкторская базы, выросли высококвалифицированные кадры, способные решать задачи автомобилестроения на высоком техническом уровне.

Гордостью советских людей являются Волжский автозавод им. 50-летия СССР и Камский автозавод — гиганты, строительство которых было организовано в короткие сроки.

Создание непосредственно подчиненных Министерству мощных производственных объединений по выпуску грузовых и легковых автомобилей, дающих сейчас более 70% продукции отрасли, а также крупных специализированных всесоюзных

промышленных объединений по изготовлению подшипников, автомобильного электрооборудования, автобусов, прицепной техники открывает большие возможности для концентрации, специализации и кооперации производства.

Перестройка управления промышленностью по двухзвенной системе приближает аппарат управления непосредственно к предприятиям, позволяет более оперативно осуществлять руководство ими, своевременно решать насущные задачи производства. В целях более быстрого технического перевооружения предприятий в отрасли активно развивается собственное станкостроение. Осуществляемые в отрасли меры по расширению производства и научно-экспериментальной базы по перестройке управления производством на более прогрессивных принципах дают сейчас положительные результаты.

Государственный план первых двух лет десятой пятилетки успешно выполнен автомобилестроителями по всем основным технико-экономическим показателям. Этому способствовал огромный трудовой подъем трудящихся отрасли, вызванный 60-летним юбилеем Советской власти и обсуждением новой Конституции СССР.

За два года пятилетки объем реализованной продукции увеличился на 16,5% вместо 12,7% по пятилетнему плану, объем валовой продукции — на 16,4% вместо 13,1% по плану. По сравнению с 1975 г. объем промышленной продукции возрос почти на 2 млрд. руб., при этом 79% этого прироста обеспечивается за счет роста производительности труда без увеличения численности работающих.

Сверх народнохозяйственных планов на 1976—1977 гг. выпущено: более 27 тыс. автомобилей, в том числе 17 тыс. грузовых, 10 тыс. легковых автомобилей, запасных частей к автомобилям на 42 млн. руб., электрооборудования и приборов на 59 млн. руб., товаров культурно-бытового назначения и хозяйственного обихода на 59 млн. руб., из них более 6 тыс. мотоциклов и 25 тыс. велосипедов.

Производительность труда за два года пятилетки увеличилась на 12,5% вместо 10,8% по плану. Фондовооруженность труда в отрасли возросла на одного рабочего почти на 20%.

Сегодня более 80 предприятий производят продукцию с государственным Знаком качества (835 наименований). Среди изделий, выпускаемых по высшей категории качества, — основные модели грузовых автомобилей и двигателей, изготавливаемые производственными объединениями ЗИЛ, ГАЗ, БелАвтоМАЗ, УралАЗ, Автодизель, легковые автомобили объединений АвтоВАЗ и АвтоЗАЗ.

Нормальная работа многих отраслей народного хозяйства

связана с развитием автомобильной промышленности. Сейчас трудно представить ту или иную отрасль народного хозяйства, где бы не применялась автомобильная техника. Автомобильная промышленность в настоящее время выпускает мощные автомобили и автопоезда большой грузоподъемности, работающие в горнорудной, угольной, лесозаготовительной отраслях промышленности, на строительстве крупных народнохозяйственных объектов и сооружений, в сельском хозяйстве. Такие автомобили грузоподъемностью от 5 до 120 т выпускаются Московским автозаводом им. И. А. Лихачева, Минским, Кременчугским им. 50-летия Советской Украины, Белорусским, Камским, Уральским и Кутаисским автозаводами.

В ряде статей Конституции СССР ярко отражена забота Коммунистической партии о повышении уровня жизни трудящихся. Автомобилестроители вносят значительный вклад в дело наиболее полного удовлетворения растущих материальных и духовных потребностей людей, что прямым образом соответствует статье 15 Конституции СССР.

В настоящее время автомобильная техника не только используется для перевозки грузов, но и выполняет общественные и социальные задачи. В нашей стране автомобили используются для поездок, связанных с отдыхом, досугом, туризмом, спортом и другими мероприятиями, способствующими повышению культурного уровня трудящихся.

Значительное увеличение продаж легковых автомобилей населению потребовало организации новых форм технического обслуживания автомобилей, принадлежащих гражданам. В текущей пятилетке намечено значительно расширить программу строительства фирменных станций технического обслуживания автомобилей «Жигули», «Москвич», «Запорожец». Эти меры позволят значительно улучшить автомобильный сервис в нашей стране.

Одновременно большое общественное значение приобретает автомобильный транспорт для перевозки пассажиров, который является у нас одним из основных видов транспорта. С развитием городов и населенных пунктов потребность в автомобильных пассажирских перевозках непрерывно увеличивается, создаются новые маршруты автобусов, троллейбусов, такси, строятся станции междугородных автомобильных сообщений. За годы девятой пятилетки перевозки пассажиров автобусами возросли более чем в 1,6 раза. По производству автобусов, предназначенных для массовых пассажирских перевозок, Советский Союз занимает первое место в мире.

В десятой пятилетке производство автобусов различной вместимости получает дальнейшее развитие. Повышается комфортабельность средств общественного транспорта — автобусов, троллейбусов, такси, вагонов метро.

В статьях 19 и 22 Конституции СССР говорится о том, что государство способствует стиранию существенных различий между городом и деревней, о программе превращения сельскохозяйственного труда в разновидность индустриального.

Успешному решению этих проблем служит автомобильная техника, значение которой в сельскохозяйственном производственном процессе, животноводстве, в строительстве дорог, объектах производства и быта на селе все время растет.

В статье 24 Конституции указывается, что в СССР действуют государственные системы здравоохранения, социального обеспечения, бытового обслуживания, общественного питания и коммунального хозяйства. Активному развитию этих важнейших сфер жизни призвана способствовать автомобильная техника. В стране постоянно развивается производство автомобилей скорой помощи, в том числе оборудованных специальной медицинской аппаратурой и приборами.

В связи с расширением торговых и бытовых предприятий возросла потребность в автомобилях для перевозки мелких партий грузов в системе торговли, питания и бытового обслуживания.

Автомобильная промышленность поставляет органам социального обеспечения специализированные автомобили для инвалидов Великой Отечественной войны и труда. Производство этих видов автомобилей будет и в дальнейшем расширяться, а также будет улучшаться их конструкция.

Статья 18 Конституции СССР содержит требования о содействии в чистоте воздуха и улучшении среды, окружающей человека. Предприятия, конструкторские и научно-исследовательские организации отрасли проводят значительную работу по созданию автомобилей принципиально новых конструкций, совершенствованию рабочих процессов автомобильных двигателей с тем, чтобы резко сократить токсичность отработавших газов. Заводы приступили к освоению газобаллонных автомобилей, которые в эксплуатации практически исключают загрязнение атмосферы.

В третьем году десятой пятилетки перед автомобилестроителями стоят новые большие задачи. Работники отрасли понимают, что вопросы повышения эффективности производства, улучшения качества работы и увеличения выпуска продукции являются по-прежнему самыми главными и актуальными.

Выпуск автомобилей намечено увеличить в 1978 г. по сравнению с истекшим годом на 2,9%, в том числе грузовых на 3,7%, легковых на 2,3%, автобусов на 5,2%.

В организации выпуска автомобилей нужно исходить прежде всего из нужд тех отраслей народного хозяйства, которые наиболее остро испытывают потребность в определенных видах автомобильной техники. К сожалению, в настоящее время по автомобилям некоторых типов наша промышленность еще не удовлетворяет в полной мере потребности отдельных отраслей.

В этой связи Министерством автомобильной промышленности разработаны следующие меры по внедрению в производство более прогрессивной автомобильной техники для нужд различных отраслей народного хозяйства:

- а) развитие производства карьерных автомобилей-самосвалов большой и особо большой грузоподъемности на Белорусском автозаводе;
- б) обеспечение автомобилей прицепным составом;
- в) создание Ереванского объединения по производству автопгрузчиков;
- г) развитие производства прицепов к тракторам К-700;
- д) обеспечение потребностей торговой сети рефрижераторами;
- е) дальнейшее развитие программы специализированных транспортных средств для сельского хозяйства, здравоохранения, торговых предприятий.

Таким образом, задачи 1978 г. и последующих лет десятой пятилетки охватывают широкий круг вопросов по дальнейшему развитию отрасли, созданию новых образцов автомобильной техники, улучшению качественных характеристик автомобилей.

Автомобилестроение и автомобильный транспорт входят в состав единого народнохозяйственного комплекса, охватывающего все звенья общественного производства. Поэтому настоятельная, целенаправленная работа по претворению в жизнь важнейших задач автомобилестроения будет вносить значительный вклад в укрепление экономики и могущества нашей страны, в реализацию великих положений Конституции СССР.

В связи с принятием новой Конституции перед трудящимися встают большие и ответственные задачи. Трудящиеся нашей промышленности призваны развивать и укреплять индустриальную мощь Родины, шире открывать дорогу прогрессивной технике и технологии, расширять выпуск товаров народного потребления.

На всех участках важно укреплять социалистическую дисциплину труда и режим экономии, совершенствовать организацию производства, настойчиво повышать профессиональное мастерство кадров, овладевать экономическими знаниями, современными методами хозяйствования и управления.

Можно с уверенностью сказать, что в результате напряженного творческого труда рабочих, инженеров, служащих, целеустремленной работы партийных, профсоюзных, комсомольских организаций, хозяйственных руководителей предприятий задания и социалистические обязательства третьего года десятой пятилетки будут выполнены.

Механизмы износа и повышение сроков службы цилиндров двигателей

Канд. техн. наук М. А. ГРИГОРЬЕВ, д-р техн. наук В. И. КОСТЕЦКИЙ, В. В. КАРПЕНКО,

канд. техн. наук М. М. ЛЕВИТАН, В. М. ПАВЛИСКИЙ

НАМИ, Московский автозавод им. Лихачева

ДОЛГОВЕЧНОСТЬ современных автомобильных двигателей определяется главным образом износостойкостью их деталей, в частности цилиндров. При эксплуатации на рабочей поверхности цилиндров возникают и развиваются различные виды разрушения, вызванные взаимодействием контактирующих поверхностей цилиндра и колец, а также абразивных частиц и химически активной среды.

В результате исследований механизмов и закономерностей износа цилиндров автомобильных двигателей [1] установлено, что при использовании масел с высокоэффективными нейтрализующими (щелочными) присадками и топлив с малым содержанием серы износ цилиндров в основном происходит в результате абразивного действия и схватывания. Для большинства отечественных автомобильных двигателей преобладает абразивный износ цилиндров [2]. Поэтому основными направлениями работ по снижению износа цилиндров являются повышение эффективности очистки воздуха, топлива и масла, а также изготовление цилиндров из материалов с повышенной абразивной износостойкостью.

Для определения путей дальнейшего повышения износостойкости цилиндров и обеспечения указанных требований было проведено комплексное исследование качества поверхностей трения верхней — наиболее напряженной и изнашиваемой — части цилиндра карбюраторного V-образного восьмицилиндрового двигателя в исходном состоянии, в процессе приработки, при стендовой обкатке и при различных условиях нагружения и в составах среды в эксплуатации.

Чтобы исследовать качество поверхности трения цилиндров, определяли относительное изменение микротвердости, шероховатость, изменение структуры поверхностного слоя, глубину разрушающегося слоя, вид разрушения и сопутствующие ему процессы.

Особенностью конструкции цилиндров этого двигателя является наличие в верхней части запрессованной вставки высотой 50 мм из коррозионностойкого аустенитного чугуна следующего состава: 2,3—2,8% С; 1,9—2,2% Si; 0,6—1,0 Мп; до 0,5% Р; до 0,1% S; 1,8—2,2% Cr; 16,0—17,5% Ni; 7,0—7,5% Cu, остальное — железо. Гильзы цилиндра изготавливаются из чугуна типа СЧ 24—44 с ограниченным (до 5%) содержанием феррита. Твердость чугуна гильзы HB 197—229, вставки HB 143—163.

Результаты исследований качества поверхности трения вставки цилиндра приведены в таблице. Микротвердость поверхно-

сти вставки измеряли интерференционным глубиномером модели 270. Из таблицы видно, что твердость поверхности работавшей вставки не одинакова по высоте, ее величина определяется условиями работы двигателя. Установлено, что твердость работавшей вставки в нерабочей верхней зоне (5 мм от торца) увеличивается в 1,5—2,2 раза по сравнению с исходной твердостью новой гильзы (после окончательной механической обработки). Особенно существенно (в 2,2 раза) увеличилась твердость вставки в этой зоне после работы двигателя на стенде при повышенном тепловом и нагрузочном режиме.

Твердость вставки в зоне остановки первого компрессионного кольца в ВМТ (14 мм от торца) зависит не только от теплового и нагрузочного режима работы двигателя, но и от других эксплуатационных факторов.

Рентгеноструктурный и металлографический анализы показали, что повышение твердости работавшей вставки в нерабочей зоне выше ВМТ вызвано фазовыми изменениями структуры под воздействием высокой температуры и давления газов в процессе сгорания топлива в цилиндре. При этом исходная структура вставки, представляющая собой аустенит, эвтектические карбиды сетчатого расположения (3—4% по площади) и пластинчатый графит, упрочняется. Это вызвано распадом аустенита и выделением из него мелкодисперсных карбидов [3]. В результате увеличивается твердость и прочность поверхности вставки и снижается ее пластичность.

В случае работы двигателя без абразивной среды (стендовые испытания без введения кварцевой пыли) твердость вставки в рабочей зоне остановки верхнего компрессионного кольца увеличивается в 1,7—2,4 раза по сравнению с нерабочей зоной (выше ВМТ) и в 3,5—4 раза превышает исходную твердость. Такое увеличение твердости вставки в рабочей зоне обусловлено изменениями структуры аустенитного чугуна, вызванными не только теплом, выделяемым при сгорании топлива и генерируемым при трении, но и пластической деформацией поверхностных слоев при динамическом контакте цилиндра с кольцами и поршнем. При деформации поверхностного слоя вставки возникают сложные процессы трансформации металла с образованием вторичных структур на поверхности и мартенсита тонкого строения в подповерхностных слоях.

Наибольшая твердость вставки отмечается в зоне остановки верхнего компрессионного кольца. Это обусловлено недостаточностью смазки пары цилиндр—кольцо в этой зоне и интенсивной деформацией поверхностных слоев.

В случае работы двигателя при нормальном тепловом состоянии со стабильными нагрузочными и скоростными режимами происходит постоянное чередование процесса разрыва и восстановления масляной пленки на месте контакта. Это способствует дальнейшему эксплуатационному упрочнению поверхности вставки за счет структурных изменений, вызванных деформацией и теплом, выделяемым при сгорании топлива и при трении. Упрочнение поверхности вставки не превосходит значений, за пределами которых начинается разрушение аустенитного чугуна, что обеспечивает минимальный износ цилиндров.

Твердость вставки в зоне остановки верхнего компрессионного кольца достигает максимального значения после работы двигателя на низкотемпературном (холодные пуски и прогревы) и высокотемпературном режимах, т. е. в условиях недостаточной смазки пары кольцо — цилиндр.

Металлографические исследования рабочей поверхности вставки и изменение ее твердости подтвердили результаты проведенных ранее исследований [1], в которых было установлено, что износ цилиндров двигателя, работавшего на пусковом и низкотемпературном режимах, является в основном

| Условия работы двигателя | Поверхностная твердость аустенитной вставки в кгс/мм ² на расстоянии от верхней части | | |
|--|--|-----------|---------|
| | 5 мм | 14 мм | 45 мм |
| Двигатель не работал, цилиндры после окончательной механической обработки | 312—449 | 421—449 | 421—449 |
| Обкатка двигателя по ТУ завода | 516—702 | 280—555 | 647—917 |
| 650 холодных пусков и прогревов двигателя на стенде (низкотемпературный режим) | 481—598 | 1011—1797 | 350—767 |
| 60 ч работы двигателя на стенде при повышенном тепловом и нагрузочном режиме | 555—1248 | 1248—1797 | 481—702 |
| 240 ч работы двигателя на стенде с искусственной подачей в цилиндры кварцевой пыли | 555—1120 | 253—350 | 229—280 |
| 150 тыс. км пробега городского автомобиля | 559—835 | 399—555 | 331—590 |
| 150 тыс. км пробега автомобиля на междугородных перевозках | 371—917 | 555—764 | 295—449 |

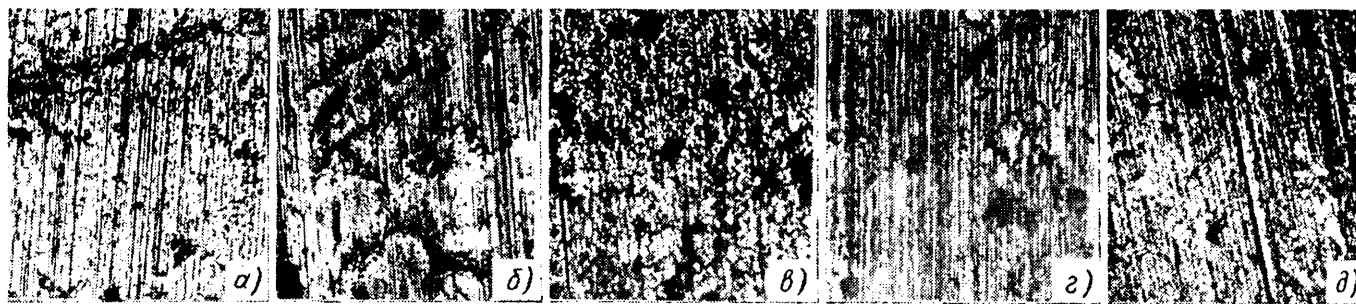


Рис. 1. Поверхность верхней части аустенитной вставки цилиндра ($\times 200$):

а — после 650 пусков и прогревов холодного двигателя; б — после 60 ч работы двигателя на повышенном тепловом и нагрузочном режимах; в — после 240 ч работы двигателя с искусственной подачей во впускной тракт кварцевой пыли; г — после 150 тыс. км пробега городского автобуса; д — после 150 тыс. км пробега автомобиля на междугородных перевозках

результатом развития схватывания, вызванного ухудшением условий смазки (рис. 1, а). На рабочей поверхности вставок вдоль образующей возникают характерные повреждения, типичные для разрушения узлов схватывания.

После работы двигателя на стенде при повышенном тепловом и нагрузочном режимах на рабочей поверхности вставки наблюдаются следы задиоров и схватывания, а также многочисленные трещины, вызванные термической усталостью аустенитного чугуна (рис. 1, б). Характер и величина износа цилиндров в этом случае во многом зависят от температуры поверхности контакта гильзы с кольцом, которая, как показывают металлографические исследования аустенитной вставки, достигают 700°C , а в некоторых случаях 950°C и выше. Такая температура вызывает усталость металла поверхностных слоев цилиндра, в результате чего образуются трещины, распространяющиеся вдоль пластинчатого графита, затем происходит расслоение поверхности и удаление продуктов разрушения в виде характерных колец с отдельных участков поверхности. При резком ухудшении условий смазки пары кольцо — цилиндр температура на поверхности может достичь критических величин и указанный процесс разрушения будет происходить особенно быстро. Возникает задиор цилиндра. Исследования показывают, что задиры цилиндров обусловлены в основном термической усталостью поверхностных слоев цилиндров, интенсивным разрушением защитных вторичных структур и неизбежным контактом ювенильных поверхностей металлов. При повышенной твердости поверхности цилиндра и высоких давлениях на контакте вероятность задира увеличивается. В этом случае схватывание может возникнуть в результате силовой перегрузки.

Эксплуатационное упрочнение рабочей поверхности вставки происходит при отсутствии или незначительном поступлении в двигатель абразивной пыли. Наличие абразива в зоне трения вызывает уменьшение твердости. Например, после стендовых испытаний двигателя с искусственной подачей во впускной тракт кварцевой пыли твердость вставки в верхней рабочей зоне снизилась в 1,2—1,5 раза по сравнению с исходной твердостью. Снижение твердости вставки вызывает мгновенным снятием упрочненного при трении слоя и дополнительным разупрочнением лежащих ниже объемов действием абразива. Известно, что при наличии абразива в масляной среде энергия, затрачиваемая на снятие поверхностного слоя, меньше на два-три порядка, чем при нормальных условиях трения [4].

При испытаниях двигателей на абразивное изнашивание получено, что износ цилиндров с аустенитной вставкой в 1,4—2 раза меньше, чем без вставки, т. е. для серого чугуна [5].

Известно, что аустенитная вставка является коррозионно-стойкой. Однако это положительное свойство проявляется только при повышенном содержании серы в топливе (рис. 2). Повышенная стойкость аустенитной вставки против абразивного износа и схватывания обусловлена следующим. На поверхностях и в поверхностных слоях аустенитных вставок в процессе работы двигателя возникают коренные изменения структуры, свойств и субрельефа, происходит распад аустенита, выделение мелкодисперсных карбидов, образование участков мартенсита и перлита.

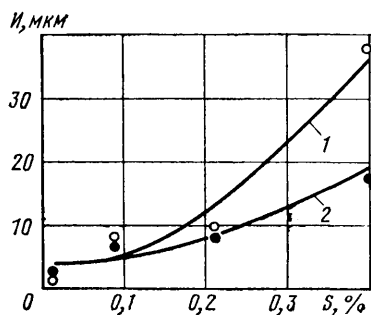


Рис. 2. Зависимость износа I гильз цилиндров двигателя от содержания серы S в топливе при работе на низкотемпературном режиме: 1 — гильза из серого чугуна; 2 — гильза из аустенитной вставкой

Наличие твердых мартенситных и карбидных включений в более мягких составляющих на поверхности вставки обуславливает различную деформируемость и сопротивляемость разрушению. Вторичные защитные структуры, образующиеся при трении на такой основе, обладают резко выраженной гетерогенностью по механическим свойствам (твердость), физико-химическим показателям (адгезия) и характеристикам рельефа поверхностей (чередование выступов и впадин). Гетерогенное состояние поверхностей трения вставки положительно сказывается на всех показателях трения, смазывающего действия и износа.

Кварцевая пыль, введенная в двигатель при его испытаниях на абразивную износостойкость, получена искусственным дроблением кварцевого песка и поэтому имеет частицы с острыми гранями, которым особенно свойственна способность царапания и резания металла. Естественная почвенная (дорожная) пыль имеет частицы округлой формы без острых граней, которые могут не только резать, но и вызывать упруго-пластическую деформацию трущейся поверхности.

Твердость рабочей поверхности вставки цилиндра после работы двигателя при эксплуатации в 2—3 раза ниже, чем после работы двигателя на стенде только при низких или высоких тепловых режимах в случае отсутствия абразивной пыли, и в 1,5—2,0 раза выше, чем во время испытаний на абразивную износостойкость с подачей в двигатель кварцевой пыли. Микроскопическим анализом установлено, что показатели качества поверхности вставки цилиндра (см. рис. 1, г, д) в этом случае занимают промежуточное положение между соответствующими показателями при испытании двигателя без поступления в него абразивной пыли (рис. 1, а, б) и с поступлением большого количества абразива (рис. 1, в).

Образование специфического рельефа и свойств поверхности и поверхностных слоев вставки цилиндра при отсутствии критических изменений, вызывающих повреждаемость, приводит к уменьшению интенсивности изнашивания цилиндров. Это подтверждается примерами, в которых после определенного времени работы предварительно приработанного двигателя наблюдается снижение интенсивности изнашивания цилиндров. Например, при работе предварительно приработанного (в течение 60 ч) одноцилиндрового отсека карбюраторного двигателя с $V_h=6$ л на низкотемпературном режиме износ цилиндров за первый 120-часовой цикл испытаний обычно в 2—4 раза больше, чем за последующие циклы. За первые 100 пусков и прогревов двигателя с $V_h=6$ л, предварительно обкатанного в течение 100 ч, износ цилиндров был в 3 раза больше, чем за 100 последующих пусков и прогревов. Интенсивность изнашивания верхней части вставки цилиндра двигателей автобуса за пробег первых 90 тыс. км была в 1,6 раза больше, чем за последующие 70 тыс. км. За первые 100 тыс. км пробега автомобилей-тягачей при междугородных перевозках интенсивность изнашивания цилиндров была в 2 раза больше, чем за последующие 100 тыс. км. В среднем в различных условиях эксплуатации двигателей с $V_h=6$ л интенсивность изнашивания цилиндров за первые 50 тыс. км в 1,2—1,3 раза больше, чем за последующие 100—200 тыс. км [6].

Таким образом, высокая износостойкость вставки цилиндров в процессе эксплуатации обеспечивается за счет своеобразной структурной приспособляемости аустенитного чугуна к условиям нагружения. В результате механических и тепловых воздействий, а также взаимодействия с активными компонентами среды структура перестраивается в энергетически более выгодную форму. Геометрия поверхности становится оптимальной. Такая трансформация поверхности и повышение износостойкости цилиндров в процессе работы двигателя свойственны всем материалам, в том числе и серому чугуну, хотя

и в меньшей степени. Механизмы трансформации поверхностей при трении описаны в работе [4].

О фактах коренной перестройки и приспособляемости материалов при трении свидетельствуют данные о том, что в процессе приработки цилиндров образуется поверхность, состоящая из графита и окислов железа Fe_3O_4 (10—30%) толщиной до 25 мкм [7]. В исследовании [8] установлено, что на поверхности трения цилиндров образуется «белый слой» микротвердостью HV 850—1000, толщина которого растет с нагрузкой и, как показывает рентгеноструктурный анализ, содержит аустенит, цементит и α -железо. При нагревании происходит распад «белого слоя» с образованием перлита, феррита и графита. Знание механизма трансформации поверхностных слоев цилиндров при трении и свойств этих слоев является непременным условием исследовательских работ по выбору материалов цилиндров.

Несмотря на высокую структурную приспособляемость аустенитного чугуна к условиям трения, цилиндры с такими вставками значительно дороже обычных монолитных вследствие содержания Ni до 18%. Кроме того, указанные вставки увеличивают склонность цилиндров к деформациям, ухудшают работу колец в месте стыка вставки с гильзой и снижают их ремонтпригодность.

При анализе состояния деталей цилиндро-поршневой группы более чем 150 двигателей, поступивших в капитальный ремонт, установлено, что износ гильз цилиндров составляет 0,15—0,20 мм. Основным показателем, по которому судят о необходимости замены цилиндро-поршневой группы, является увеличенный расход масла двигателем на угар и повышенное дымление. В ряде случаев эти дефекты связаны с деформацией аустенитной вставки и образованием в связи с этим зазора между вставкой и гильзой цилиндров. Этот зазор, как правило, появляется в не защищенных прокладкой зонах и в связи с плохой теплопередачей от этих зон.

При разрезе гильз, прошедших длительные эксплуатационные испытания, обнаружено большое количество нагара между вставкой и основной гильзой. Периодическое сжатие и расширение вставки в процессе работы с заполнением образовавшегося зазора нагаром приводит к его увеличению.

Коробление вставки (образование овала) также вызывает ухудшение работы поршневых колец, неравномерный износ сопряженных поверхностей, увеличение прорыва картерных газов в масляный картер двигателя, повышение расхода масла двигателем на угар и увеличение токсичности отработавших газов. При значительной овальности вставки образующаяся ступенька приводит к поломке поршневых колец, повреждению поршня и задиру гильзы.

При проведении капитального ремонта двигателя, как правило, проводят расточку гильз цилиндров под ремонтный размер поршня. Ремонт таких гильз возможен только в том случае, если появившийся зазор не распространяется на всю высоту вставки и в нижней части сохраняется натяг посадки вставки в гильзе. В противном случае вставка с ослабленной посадкой проворачивается и гильза бракуется.

В связи с этим многими заводами и научно-исследовательскими институтами ведутся работы по разработке материалов монолитной гильзы, не уступающих по износостойкости аустенитному чугуну. Обычно предлагаются чугуны с высокой абразивной износостойкостью, твердость которых в 1,2—2,5 раза выше твердости аустенитного чугуна. Цилиндры, изготовленные из чугуна особенно высокой твердости, обычно обеспечивают существенное снижение абразивного износа, но такие цилиндры почти всегда склонны к схватыванию в период обкатки.

Эксплуатационными испытаниями установлено, что из гильз, выполненных из чугуна девяти вариантов с повышенной твердостью (в 1,5—2 раза большей, чем у аустенитной вставки), только гильзы из хромкремнистого чугуна с виброобкатанной и сульфацинированной рабочей поверхностью и гильзы из серого чугуна с азотированной поверхностью обеспечили существенное уменьшение износа гильз цилиндров и поршневых колец. При использовании гильз цилиндров из хромкремнистого сплава износ рабочей поверхности в 2—4 раза меньше, чем при использовании серийных гильз из серого чугуна с аустенитной вставкой. Одновременно в 1,5—2 раза уменьшается износ верхних поршневых колец по радиальной толщине.

Одним из перспективных направлений по повышению износостойкости цилиндров из наиболее дешевого перлитного чугуна является азотирование их рабочей поверхности. Моторно-стендовые и эксплуатационные испытания показали, что износостойкость цилиндров с азотированной поверхностью и поршневых колец в 1,5—2 раза выше, чем при использовании цилиндров с аустенитными вставками. Материалы остальных вариантов имели более низкую износостойкость, чем гильзы с вставкой из аустенитного чугуна.

Повышение износостойкости и противозадирной стойкости можно обеспечить только при одновременном увеличении твердости и маслосъемности рабочей поверхности. Последнее достигается легированием чугуна фосфором, увеличением содержания графита в чугуне, отливкой гильз центробежным способом, химическим и электрохимическим травлением рабочей поверхности, химико-термической обработкой поверхности цилиндра (сульфоцианирование, азотирование и т. п.), нанесением специального микрорельефа механическим способом и т. д. Хорошо зарекомендовало себя вибрационное обкатывание гильз цилиндров.

Легирование чугуна фосфором приводит к образованию фосфидной эвтектики, растворяющейся под действием коррозионно-агрессивных сред, возникающих в процессе работы двигателя. В результате этого образуются поры, которые повышают маслосъемность поверхности трения. Однако количество фосфора в чугуне должно быть ограничено определенными пределами (до 0,35%).

По данным НАМИ, гильзы с большим содержанием фосфора (0,4—0,6%) вызывают повышенный износ поршневых колец при работе двигателя на высоких тепловых и нагрузочных режимах, так как под действием высоких температур и механических нагрузок фосфидная эвтектика может расквашиваться и вызывать абразивное изнашивание колец.

Повышенное содержание графита в чугуне не только улучшает отвод тепла от поверхности трения цилиндра благодаря хорошей теплопроводности графита, но и снижает износ трущихся пар путем улучшения условий их работы за счет смазывающих свойств графита и повышения маслосъемности поверхности трения при его выкрашивании из пор. Количество графита на поверхности трения цилиндров зависит не только от исходной структуры чугуна, но и от природы карбидной фазы. При наличии в чугуне метастабильных карбидов, способных к распаду при высоких температурах, количество графита на поверхности трения увеличивается за счет его выделения из карбидной фазы. При наличии в структуре чугуна стабильных карбидов, например в хромкремнистом сплаве, количество графита на поверхности трения не увеличивается, так как эти карбиды не распадаются в процессе трения. Это является одной из причин повышенной склонности указанных чугунов к схватыванию и возникновению задиров.

Учитывая столь ценные свойства графита, разработали чугуны, имеющий твердость в 1,2—1,3 раза (HV 220—250) выше твердости аустенитного чугуна, повышенное содержание графита определенной формы и некоторое количество легированных карбидов (6—10%). Установлено, что благодаря повышенной твердости и маслосъемности поверхности трения износостойкость гильз цилиндров из этого чугуна при работе двигателя на низкотемпературном режиме, при искусственной подаче кварцевой пыли в двигатель и в условиях эксплуатации не уступает износостойкости цилиндров с аустенитными вставками. Технология производства таких цилиндров мало отличается от технологии производства цилиндров из перлитного чугуна.

Проведенные исследования свидетельствуют о сложности условий эксплуатации деталей цилиндро-поршневой группы автомобильных двигателей. Ведущими процессами изнашивания цилиндров двигателей являются абразивный и схватывание. Эффективные пути повышения сроков службы цилиндров возможны при условии раскрытия механизмов их изнашивания и применения обоснованных конструкторских, технологических и эксплуатационных средств защиты.

К конструкторским средствам относятся использование более совершенных агрегатов очистки воздуха, масла и топлива, а также переход от биметаллических цилиндров к монолитным. Технологическими средствами являются: разработка составов чугунов и применение методов упрочняющей технологии. К эксплуатационным средствам следует отнести применение качественных масел с противозносными и противозадирными присадками.

Важнейшей характеристикой механизмов изнашивания является эксплуатационное упрочнение (структурная приспособляемость) поверхностных слоев цилиндров в результате механических и тепловых нагружений при трении и взаимодействии с активными компонентами среды. Не менее важным является получение оптимальной геометрии поверхностей в процессе трения и изнашивания, обеспечивающих максимальную маслосъемность.

Создание условий для достижения максимальной эффективности эксплуатационного упрочнения и высокой маслосъемности поверхностей трения цилиндров является одной из важных задач конструкторов и технологов автомобильной промышленности.

1. Григорьев М. А., Бунаков Б. М., Павлиский В. М. — «Труды НАМИ», 1975, вып. 159.
2. Григорьев М. А., Павлиский В. М., Бунаков Б. М. — «Автомобильная промышленность», 1975, № 3.
3. Левитан М. М., Зайцевская Т. Г. — «Труды НАМИ», 1975, вып. 156.

4. Костецкий Б. И. и др. Поверхностная прочность материалов при трении. М., «Техника», 1976.
5. Григорьев М. А., Пономарев Н. Н., Шанин Е. И. — «Автомобильная промышленность», 1972, № 8.
6. Автомобильный двигатель ЗИЛ-130. М., «Машиностроение», 1973.
7. Montgomery R. S. — „Wear“, 1969, vol. 14, № 2.
8. Eyre T. S., Iles R., Fand Gasson D. W. — „Wear“, 1969, vol. 13, № 4/5.

УДК 621.433.052:629.113

Исследование оптимальных характеристик корректирующих устройств системы зажигания газового двигателя

Б. Д. КОЛУБАЕВ

НАМИ

ПРИ ФОРСИРОВАНИИ автомобильных газовых двигателей по степени сжатия наблюдаются случаи детонационного сгорания газообразного топлива. Поэтому представляет интерес исследование детонационной стойкости углеводородов и их смесей, входящих в состав сжиженных газов. В сжиженный газ, применяемый в качестве автомобильного топлива, входят следующие углеводороды: пропан C_3H_8 , *n*-бутан C_4H_{10} , пропилен C_3H_6 , изобутан *изо*- C_4H_{10} , небольшие количества этана C_2H_6 и пентана C_5H_{12} .

Исследования показали, что детонационная характеристика *n*-бутана достаточно близка к детонационной характеристике бензина АИ-93, а характеристика пропана диаметрально противоположна. Поэтому моторный и исследовательский методы определения октановых чисел топлив пригодны для технического бутана и не пригодны для технического пропана. Критерием антидетонационной стойкости пропана и его смесей являются режимы высокой частоты вращения коленчатого вала двигателя [1—3].

Вследствие особенностей антидетонационных характеристик сжиженного газа возникает необходимость определить соответствие необходимых характеристик устройств системы зажигания газового двигателя характеристикам, обеспечиваемым стандартными устройствами системы зажигания базового двигателя, работающего на бензине.

Определение оптимальных характеристик центробежного и вакуумного автоматов изменения угла опережения зажигания по частоте вращения коленчатого вала и по нагрузке проводилось на газовом двигателе ЗМЗ-53-07 со степенью сжатия $\epsilon=8,43$. Полученные данные сопоставлялись с характеристиками корректирующих устройств распределителя зажигания Р13 базового карбюраторного двигателя ЗМЗ-53.

Для проведения испытаний был применен распределитель с выключенными вакуумным и центробежным автоматами. Угол опережения зажигания изменялся винтовой парой, которая позволяла плавно менять угол опережения зажигания в требуемых пределах.

Испытания газового двигателя ЗМЗ-53-07 проводились на сжиженном газе следующего химического состава: 80,1% пропана, 17,4% бутана, 1,77% изобутана, 0,48% этана, 0,25% пентана.

Оптимальные характеристики угла опережения зажигания определялись по регулировочным характеристикам, снятым на двигателе при частотах вращения коленчатого вала 1000, 1600, 2000 и 2500 в минуту и различной степени открытия дроссельных заслонок газового смесителя.

Регулировочная характеристика по углу опережения зажигания представляет собой зависимость мощности и расхода топлива от угла опережения зажигания при установившемся скоростном и нагрузочном режимах работы двигателя, постоянном тепловом состоянии и неизменном его наполнении. В этих условиях изменение мощности и топливной экономичности двигателя происходит вследствие изменения совершенства протекания рабочего процесса двигателя из-за момента возникновения искрового разряда.

На всех кривых $N_e=f(\theta)$ были определены точки, соответствующие оптимальным значениям угла опережения зажигания, а также нанесены значения действительных углов опережения зажигания, обеспечиваемых автоматами системы электрического зажигания двигателя ЗМЗ-53.

Снимая нагрузочные характеристики со стандартными автоматами опережения зажигания, установочный угол подбирали из условия получения его при $n=2000$ об/мин и полном открытии дроссельных заслонок газового смесителя.

При выборе оптимальных характеристик центробежного автомата распределителя зажигания были определены также значения θ , при которых наблюдается падение мощности двигателя на 1, 2 и 6% от наибольшего значения. На основании полученных результатов построены для различных частот вращения коленчатого вала двигателя результирующие характеристики по углу опережения зажигания и для сравнения нанесена действительная характеристика, обеспечиваемая центробежным автоматом системы зажигания двигателя ЗМЗ-53.

Анализ кривых показал, что характеристика центробежного автомата распределителя зажигания Р13 карбюраторного двигателя ЗМЗ-53 хотя и не обеспечивает оптимальных значений угла опережения зажигания по частоте вращения коленчатого вала двигателя, но ее отклонение от оптимальной характеристики невелико. Наибольшая разность $\theta_{опт}-\theta_d$ соответствует $n=1600$ об/мин и составляет около 1%.

Для определения оптимальных характеристик вакуумного автомата опережения зажигания были построены результирующие характеристики для частичных нагрузок двигателя. На результирующие характеристики наносили характеристики стандартного вакуумного автомата опережения зажигания. Сопоставив кривые $\theta_d=f(h_k)$ и $\theta_{опт}=f(h_k)$, представленные на рис. 1, видим, что значения действительных углов опережения зажигания, обеспечиваемых стандартным вакуумным автоматом, значительно отличаются от оптимальных значений и что характеры протекания кривых $\theta_{опт}=f(h_k)$ и $\theta_d=f(h_k)$ различны.

Анализ регулировочных характеристик по углу опережения зажигания показал, что при $n=1000$ об/мин и нагрузках 60% и выше ухудшение топливной экономичности двигателя находится в пределах 2%, а при нагрузках от 50% до холостого хода ухудшение топливной экономичности значительно выше. Так, при нагрузке 43,5% $N_{e\max}$ удельный расход топлива увеличивается на 18%, а при нагрузке 20% $N_{e\max}$ — на 33,3%.

Сравнив оптимальные и действительные характеристики для различных частот вращения коленчатого вала двигателя, обна-

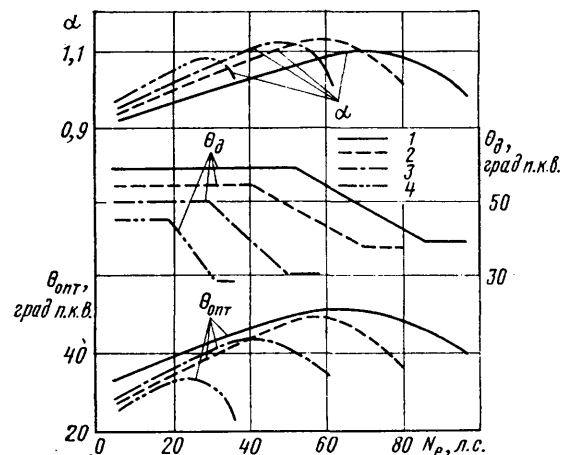


Рис. 1. Действительные характеристики вакуумного автомата опережения зажигания карбюраторного двигателя и оптимальные характеристики газового двигателя ЗМЗ-53-07:
1 — 2500 об/мин; 2 — 2000 об/мин; 3 — 1600 об/мин, 4 — 1000 об/мин

| n в об/мин | h_k в мм рт. ст. | ΔN_e в % | h_k в мм рт. ст. | ΔN_e в % | h_k в мм рт. ст. | ΔN_e в % | h_k в мм рт. ст. | ΔN_e в % |
|--------------|--------------------|------------------|--------------------|------------------|--------------------|------------------|--------------------|---------------------|
| 1000 | 126 | 0 | 224 | 8,2 | 416 | 42,8 | 472 | Неустойчивая работа |
| 1600 | 100 | 1,1 | 140 | 7,95 | 264 | 16,0 | 362 | 33,4 |
| 2000 | 178 | 0 | 279 | 20,6 | 369 | 41,6 | 430 | Неустойчивая работа |
| 2500 | 244 | 3,0 | 319 | 7,35 | 401 | 25,0 | 415 | 36,6 |

ружим, что несовпадение характеристик $\theta_d = f(h_k)$ и $\theta_{opt} = f(h_k)$ в области больших и средних нагрузок приводит к снижению мощности и топливной экономичности двигателя не более чем на 2%, а при нагрузках менее 50% $N_{e \max}$ на 10% и более.

В таблице приведены данные о потерях мощности газового двигателя в диапазоне малых и средних нагрузок из-за несоответствия характеристики вакуумного автомата карбюраторного двигателя оптимальным значениям угла опережения зажигания, необходимым для газового двигателя. На режиме холостого хода и при малых нагрузках углы опережения зажигания оказываются чрезмерно большими, в результате чего снижаются мощностные показатели двигателя на 35–40%, а на некоторых режимах работа двигателя становится неустойчивой.

На рис. 2 приведены кривые отклонений действительных характеристик углов опережения зажигания, обеспечиваемых вакуумным автоматом, от оптимальных для различных скоростных режимов работы двигателя.

Из рис. 2 следует, что характеристика стандартного вакуумного автомата опережения зажигания карбюраторного двигателя ЗМЗ-53 совершенно не пригодна для газового двигателя ЗМЗ-53-07. Сравнение протекания характеристик оптимальных и стандартного вакуумного автомата (рис. 1) показывает, что необходимо некоторое повышение угла опережения зажигания при нагрузках, соответствующих разрежениям 30–150 мм рт. ст., и значительное его уменьшение при нагрузках двигателя, соответствующих разрежению 150–420 мм рт. ст.

На рис. 3 показаны кривые отклонений углов опережения зажигания стандартного вакуумного автомата от оптимальных значений по нагрузке двигателя. Значения θ_d и θ_{opt} при полных нагрузках совмещены в предположении, что действительная характеристика центробежного автомата соответствует значениям оптимальных углов опережения зажигания по частотам вращения коленчатого вала газового двигателя.

Из рис. 3 видно, что значения θ_d совпадают со значениями θ_{opt} только в двух точках для каждого скоростного режима работы двигателя. Значения θ_d на 5–7 град п.к.в. ниже θ_{opt} при нагрузках двигателя 60–100% и выше — при нагрузках от 60% до холостого хода, причем разность $\theta_d - \theta_{opt}$ растет по мере снижения нагрузки двигателя. При нагрузках, соответствующих холостому ходу двигателя, разность составляет 16–22 град п.к.в.

Чтобы изучить причины подобного протекания кривых $\theta_{opt} = f(h_k)$ для двигателя, работающего на сжиженном газе, на рис. 1 кроме кривых $\theta_{opt} = f(h_k)$ нанесли также кривые $\alpha = f(h_k)$.

Сравнивая характер протекания кривых $\theta_{opt} = f(h_k)$ и $\alpha = f(h_k)$, находим в них принципиальное сходство. По полученным кривым можно достаточно обоснованно предположить, что на величину оптимального угла опережения зажигания оказывает влияние не только нагрузка двигателя, но и коэффициент избытка воздуха газовой смеси.

Анализ результирующих характеристик показал, что при всех рассмотренных частотах вращения коленчатого вала двигателя угол опережения зажигания достигает минимального значения при полной нагрузке, когда состав газовой смеси подбирается из условий получения наибольшей мощности, что соответствует коэффициенту избытка воздуха $\alpha = 0,90 \div 0,95$.

Оптимальные углы опережения зажигания достигают максимальных значений в диапазоне средних нагрузок, когда состав газовой смеси регулируется на максимум экономичности, что соответствует $\alpha = 1,10 \div 1,15$. По мере приближения к режимам холостого хода состав газовой смеси несколько обогащается за счет дополнительной подачи газа через систему холостого хода, в результате чего требуется уменьшение оптимального угла опережения зажигания. В данном случае состав газовой смеси холостого хода для всех частот вращения вала двигателя характеризуется $\alpha = 0,9 \div 0,95$.

Таким образом, экспериментально установлено, что центробежный автомат стандартного распределителя зажигания Р13

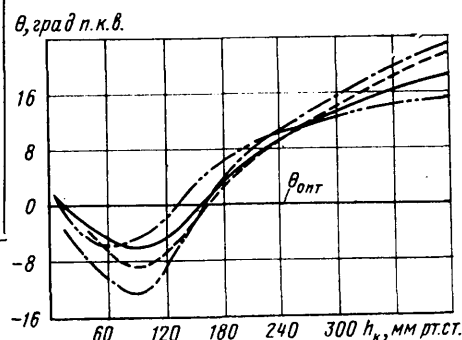


Рис. 2. Отклонения характеристик вакуумного автомата опережения зажигания карбюраторного двигателя от оптимальных характеристик газового двигателя ЗМЗ-53-07 (обозначения те же, что на рис. 1)

обеспечивает достаточно приемлемые результаты для газового двигателя ЗМЗ-53-07. Максимальные потери мощности из-за несоответствия характеристик составили 1%.

Характеристика вакуумного автомата опережения зажигания не соответствует оптимальным условиям сгорания газовой смеси на частичных нагрузках двигателя.

На основании исследований сделано предположение, что закон изменения угла опережения зажигания по нагрузке газового двигателя подобен закону изменения коэффициента избытка воздуха газовой смеси.

Для подтверждения высказанных предположений влияния на величину оптимального угла опережения зажигания состава газовой смеси были проведены дополнительные эксперименты на двигателе ЗИЛ-138. В качестве топлива использовались технические пропан и *n*-бутан.

Снятие регулировочных характеристик по углу опережения зажигания при нескольких положениях дроссельных заслонок газового смесителя и числах оборотов 1000, 1600, 2000 и 2500 в минуту позволило построить их результирующие характеристики.

Сравнение характера протекания кривых $\theta_{opt} = f(N_e)$ для пропана и *n*-бутана показывает, что для обоих топлив законы изменения оптимального угла опережения зажигания по нагрузке двигателя аналогичны. Данное сравнение еще раз подтверждает взаимосвязь между характером протекания кривых коэффициента избытка воздуха газовой смеси α и кривых оптимальных углов опережения зажигания θ_{opt} .

Анализ оптимальных и действительных характеристик угла опережения зажигания показывает, что вакуумные автоматы систем зажигания автомобильных карбюраторных двигателей ЗМЗ-53 и ЗИЛ-130 не соответствуют оптимальным условиям сгорания газовой смеси на частичных нагрузках двигателей ЗМЗ-53-07 и ЗИЛ-138.

Данная работа предусматривала не только определение оптимальных характеристик корректирующих устройств системы зажигания газового двигателя, а также исследование пути улучшения характеристик вакуумного автомата опережения зажигания карбюраторного двигателя при его установке на газовый двигатель.

Снятие большого количества регулировочных характеристик по углу опережения зажигания при частичных нагрузках двигателя, меньших 50% $N_{e \max}$, и различных скоростных режимах, обработка результирующих характеристик, их анализ позволили приблизить закон изменения угла опережения зажигания по нагрузке двигателя к оптимальному.

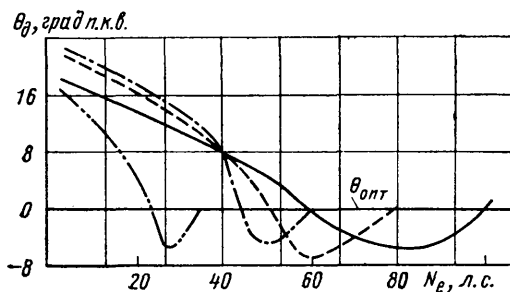


Рис. 3. Кривые отклонения углов опережения зажигания стандартного вакуумного автомата от оптимальных значений по нагрузке двигателя (обозначения те же, что на рис. 1)

Для этой цели отверстие в газовом смесителе, соединяющееся с вакуумной полостью автомата опережения зажигания, было смещено по высоте смесительной камеры, в результате чего был изменен момент начала вступления в действие вакуумного автомата. Данное мероприятие дало возможность обеспечить более позднее включение автомата при переводе двигателя с режима холостого хода к нагрузочным режимам, приблизительно к оптимальной характеристике вакуумного корректора и улучшить удельные расходы газа двигателей ЗМЗ-53-07 и ЗИЛ-138 на частичных нагрузках до 10%.

Результаты данного исследования заложены в конструкцию

автомобильной газовой аппаратуры, выпускаемой Рязанским заводом автомобильной аппаратуры.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Самоль Г. И., Гольдблат И. И. Газобаллонные автомобили. М., Машгиз, 1963.
2. Гольдблат И. И., Колубаев Б. Д., Самоль Н. Г. — «Автомобильная промышленность», 1972, №4.
3. Колубаев Б. Д. — «Химия и технология топлив и масел», 1974, № 3.

УДК 629.113:65.012.12

Аппаратура для статистических исследований процессов в автомобилях и двигателях

Кандидаты техн. наук Л. П. ЕГОРЫЧЕВ, А. Е. ПЛЕТНЕВ

НАМИ

В ПОСЛЕДНЕЕ время при исследовании динамики системы автомобиль — дорога широкое распространение получили методы статистического анализа. С помощью этих методов анализируются не детерминированные амплитуды, частоты и фазы динамических процессов, а их случайные характеристики, такие, как математическое ожидание (среднее значение), дисперсия (или среднеквадратичное значение), законы распределения мгновенных значений экстремумов, циклов, корреляционные характеристики, спектральные функции [1 и 2].

Оперативное получение этих характеристик при исследовании процессов в автомобилях и двигателях является одной из основных задач эксперимента.

Выбор комплекта аппаратуры для статистического анализа при исследованиях во многом определяется спецификой объекта исследований. В связи с этим при разработке аппаратуры для статистического анализа в НАМИ приняты два основных направления: создание малогабаритных надежных средств регистрации динамических процессов в целях их последующей полной лабораторной обработки и конструирование компактных приборов для непосредственной оценки характеристик динамических процессов.

Такой подход обеспечивает большую гибкость и эффективность всей системы анализа, поскольку для регистрации инфранизкочастотных процессов применяется магнитная запись, а все приборы непосредственной оценки могут работать как с первичными датчиками на автомобиле, так и с устройствами воспроизведения магнитной записи в лабораторных условиях.

Общим недостатком серийных магнитографов является отсутствие в их составе элементов, обеспечивающих формирование электрического сигнала с первичных преобразователей механических величин.

Поэтому в НАМИ еще на ранних этапах разработки было принято решение о таком построении комплекса магнитной записи (КМЗ), которое обеспечивало бы объединение в одном приборе формирования электрического сигнала непосредственно от датчиков, его регистрации на магнитной ленте, а также электронной компенсации погрешностей, возникающих при воздействии на прибор вибраций в движущемся автомобиле [3].

Такие приборы — магнитографы КМЗ-2 были разработаны и изготовлены в НАМИ в 1965—1972 гг. Опыт эксплуатации этих приборов при исследованиях вибронегруженности автомобиля, напряженного состояния упругих элементов подвески и элементов трансмиссии и несущей системы показал их высокую надежность и хорошие метрологические характеристики.

В таблице приведены основные параметры прибора КМЗ-2, а также комплекта японской аппаратуры в составе универсального тензоусилителя и магнитографа.

Как видно из таблицы, прибор КМЗ-2 превосходит универсальный комплекс по весовым и габаритным показателям, а также отношению сигнала к шуму (и соответственно погрешности тракта). Ширина полосы, ограниченная сверху частотой 250 Гц, вполне достаточна для регистрации большинства динамических процессов, наблюдающихся в автомобиле при его движении. Так, при исследовании плавности хода и нагрузочных режимов упругих и несущих элементов подавляющая часть дисперсии процессов, связанная с колебаниями автомобиля, сосредоточена в полосе частот от 0,5—0,7 до 50—100 Гц.

Вопрос о необходимом соотношении сигнала и шума связан с характером регистрируемых процессов и методами их анализа. Специфика статистических измерений состоит в том, что вследствие ограниченного времени записи (и соответственно анализа) все оценки характеристик случайных процессов не

могут быть получены с произвольно малой погрешностью. Применительно к испытаниям автомобилей минимально допустимые в реальных условиях статистические погрешности таких характеристик, как среднеквадратичное значение и спектральная плотность, составляют соответственно 3—5 и 10—15%. Кроме того, первичные преобразователи (например, датчики виброускорений) обычно имеют погрешность порядка 3—5%. Считая погрешность датчика, магнитографа и статистическую погрешность некоррелированными между собой, можно убедиться, что метрологические показатели комплекса КМЗ-2 при исследовании случайных процессов практически не увеличивают суммарную среднеквадратичную погрешность для оценки среднеквадратичных значений и спектральных плотностей.

Опыт эксплуатации приборов КМЗ-2 позволил перейти к разработке и изготовлению устройств регистрации на базе широко распространенных бытовых магнитофонов. Магнитограф БМЗ-2 (блочная магнитная запись, вторая модель) выполнен

| Основные параметры | Наименование прибора | |
|---|----------------------|-------------------------------------|
| | КМЗ-2 | TEAC R-70 с усилителем KYOWA DPM-6E |
| Число каналов | 3 рабочих, 1 речевой | 3 рабочих, 1 речевой |
| Диапазон рабочих частот в Гц | 0—250 | 0—625 |
| Потребляемая мощность в Вт | 25 | 11 |
| Габаритные размеры в мм | 360×270×190 | 120×340×250 и 390×310×150 |
| Объем в дм ³ | 19 | 28 |
| Масса полная в кг | 10 | 17 |
| Масса на один рабочий канал в кг | 3,3 | 5,7 |
| Объем на один рабочий канал в дм ³ | 6,3 | 9,3 |
| Наличие компенсации детонаций | Есть | Нет |
| Отношение сигнала к шуму в дБ | 37 | 35 |
| Среднеквадратичная погрешность | 1,5 | 1,8 |

в составе двух законченных блоков — бытового стереофонического кассетного магнитофона «Вильма-303» с дополнительной универсальной головкой записи и воспроизведения, а также устройства усиления и формирования частотно-модулированного сигнала. Электронный блок магнитографа БМЗ-2 состоит из двух канальных универсальных тензоусилителей на несущей частоте и двух блоков для записи электрических напряжений от датчиков-генераторов или потенциометров. В состав блока входят также фильтры нижних частот для записи и два блока воспроизведения с набором фильтров; коммутация блоков воспроизведения позволяет воспроизводить любую пару сигналов, записанных по четырем каналам. Один из каналов записи может работать как в режиме частотной модуляции, так и в режиме прямой записи — для регистрации речевого сопровождения. В случае, когда функционируют все четыре измерительных канала, речевая запись осуществляется в паузах между измерениями. Для записи и воспроизведения речевого сопровождения используется электроника бытового магнитофона без дополнительных переделок. В связи с тем, что современные кассетные магнитофоны имеют малые размеры и массу, их легко предохранить от вибрационных воздействий в движущемся автомобиле. Блок электроники, связанный кабелем с магнитофоном, практически не требует виброизоляции и может быть размещен в любом удобном месте.

Второе направление в разработке приборов для статистического анализа — создание аппаратуры для непосредственной оценки характеристик процессов в ходе испытаний — представлено в НАМИ тремя семействами приборов, разработанных в последнее время: амплитудными анализаторами, анализаторами частотного состава и анализаторами работы двигателей внутреннего сгорания.

К приборам первого семейства относятся: анализатор средних значений АСЗ-3; трехканальный прибор, осуществляющий вычисление математического ожидания (среднего значения) крутящего момента на полуоси автомобиля непосредственно в ходе испытаний по оценке нагрузочного режима; универсальный статистический анализатор АСУ-3; статистический анализатор напряжений в трансмиссии САНТ-1.

Использование анализатора АСЗ-3 сокращает трудоемкость обработки результатов по сравнению с осциллографированием в десятки раз. Прибор применяется, кроме НАМИ, на Мелитопольском моторном заводе и Автозаводе им. Ленинского комсомола.

Анализатор АСУ-3 предназначен для амплитудного анализа процессов динамического нагружения элементов ходовой части (упругих элементов подвески, элементов несущей системы и т. п.). Особенность прибора АСУ-3 в том, что он может осуществлять систематизацию циклов механических напряжений по шести существующим в настоящее время алгоритмам (методы счета случайных ординат, пересечений, экстремумов, размахов с учетом среднего, размахов без учета среднего и полных циклов).

Статистический анализатор напряжений в трансмиссии САНТ-1 обеспечивает получение статистического распределения низкочастотных составляющих нагрузок по частоте вращения валов трансмиссии; прибор многократно ускоряет процесс испытаний трансмиссии автомобилей [4].

Вторая группа приборов непосредственной оценки служит для определения частотного состава процессов виброускорений, механических напряжений, усилий, перемещений и т. д. В связи с принятием в последние годы ряда нормативных документов об ограничении вибронегативности водителей [5] эти приборы сконструированы с учетом возможности их применения для оценки уровней вибраций по новым отечественным и международным стандартам.

К приборам этой группы относятся следующие.

Дисперсиометры ДМ-1 и ДМ-2 вычисляют дисперсию виброускорений, перемещений, деформаций и т. д. в заданном диапазоне частот. Эти приборы включают в себя универсальный тензоусилитель, переключаемый полосовой фильтр (комбинация фильтров высоких и низких частот), квадратичный детектор и цифровой интегратор с устройством индикации. Приборы могут оснащаться встроенным энергопитанием, а также подключаться к внешним источникам энергии. Благодаря малым габаритам и массе дисперсиометров их можно использовать даже в одноместных кабинах автомобилей. Приборы ДМ применяются на Московском автозаводе им. И. А. Лихачева, Автозаводе им. Ленинского комсомола, Запорожском автозаводе «Коммунар».

Измеритель эффективных значений «Сигма-3М» выполнен с применением интегральных микросхем. Благодаря использованию опыта, накопленного при эксплуатации приборов ДМ, удалось при одинаковых с дисперсиометром ДМ-2 габаритах изготовить трехканальный анализатор распределения среднеквадратичных (эффективных) значений процессов по октавным полосам частот в диапазоне 0,7—22,5 Гц. Прибор широко используется при дорожных и стендовых испытаниях в НАМИ, а также на Московском автозаводе им. И. А. Лихачева и Автозаводе им. Ленинского комсомола.

Портативный частотный анализатор ПЧА — результат совместной работы НАМИ и научно-технического центра авто-

мобильной промышленности ВТЦ (ГДР). Прибор ПЧА является дальнейшим развитием идей, заложенных в серии анализаторов ДМ и «Сигма». Анализатор ПЧА выполняет параллельный частотный анализ распределения дисперсии процессов в восьми октавных полосах частот. Кроме того, одновременно вычисляются взвешенные дисперсии трех процессов по рекомендациям стандарта ИСО [4]. Прибор обладает высокими метрологическими характеристиками благодаря использованию современных компонентов и деталей; блок питания прибора обеспечивает работу от бортового аккумулятора автомобиля.

При исследовании двигателей внутреннего сгорания применение методов аппаратного статистического анализа развивается в области индизирования двигателей и при оценке надежности двигателей в случае нестационарных режимов их работы. Эти направления работы обеспечиваются в НАМИ приборами третьей группы.

С помощью анализатора максимумов индикаторных давлений АМИД получают распределение максимальных индикаторных давлений в цилиндре двигателя и среднее значение углового положения максимумов по отношению к ВМТ. При разработке этого прибора была успешно решена задача измерения углового положения с высокой точностью.

Анализатор АРВ-1 позволяет получить кривые распределения частоты вращения вала двигателя по времени его работы. Прибор АРВ-1, применяемый при испытаниях двигателей на надежность, в десятки раз сокращает время обработки по сравнению с существующими методами.

Все приборы для непосредственного анализа могут быть использованы и в лабораторных условиях в случае анализа процессов в виде электрических напряжений (обработка магнитограмм, стендовые испытания, моделирование работы автомобилей на АВМ и т. п.).

Опыт эксплуатации приборов статистического анализа подразделением НАМИ, Центрального научно-исследовательского полигона НАМИ и заводами отрасли показал, что эффективность научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ по совершенствованию автомобильной техники находится в прямой зависимости от уровня использования современных математических методов и анализирующих приборов.

В связи с этим дальнейшее развитие работ в области статистических измерений будет проходить по следующим направлениям: разработка приборов магнитной записи с уплотнением рабочих каналов; разработка аппаратуры для исследования рабочих процессов дизелей; создание средств регистрации для длительных эксплуатационных и стендовых испытаний автомобилей и двигателей; поисковые работы по аппаратуре непосредственной оценки взаимодействий элементов системы дорога — автомобиль — водитель (вычисление передаточных функций систем поддрессирования, определение фазовых характеристик при стендовых испытаниях, исследование функций внешних воздействий и т. д.); улучшение метрологических и эксплуатационных свойств приборов путем внедрения микроэлектроники и цифровой техники.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Свешников А. А. Прикладные методы теории случайных функций. М., «Наука», 1968.
2. Случайные колебания. Сборник статей под ред. С. Кренделл. М., «Мир», 1967.
3. Приборы и методы статистического анализа для исследования автомобилей. «Труды НАМИ», 1967, вып. 90.
4. Guide for the evaluation of Human Exposure to Whole-Body vibration. ISO. Doc. 2631.
5. Вильперт К. И., Соколов О. В. — «Вестник машиностроения», 1975, № 5.

Выбор и расчет амортизирующего крепления силовых агрегатов автомобилей особо большой грузоподъемности

Канд. техн. наук А. В. ЗОТОВ, Е. И. СЛОУЩЕР

Белорусский автозавод

К АМОТИЗИРУЮЩЕМУ креплению силовых агрегатов автомобилей предъявляется ряд требований [1]. Важнейшим из них является уменьшение нагрузок, передаваемых на шасси автомобиля (виброизоляция силового агрегата).

Эффективность виброизоляции тем выше, чем ниже частоты собственных колебаний силового агрегата на подвеске и чем уже их диапазон. Уменьшения частот собственных колебаний

и сужения их диапазона достигают за счет выбора наиболее рациональной схемы и параметров амортизирующего крепления.

Выбор такой схемы для силовых агрегатов автомобилей грузоподъемностью 75 т и выше связан со следующими особенностями.

Силовой агрегат, представляющий собой дизель-генераторную установку, весит в несколько раз больше силовых агре-

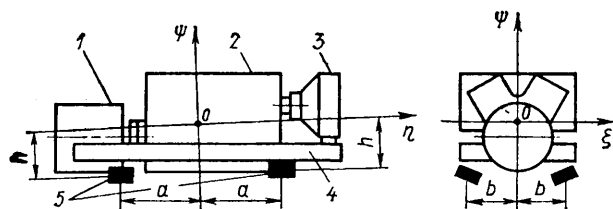


Рис. 1. Схема силового агрегата:
1 — генератор; 2 — двигатель; 3 — блок радиаторов; 4 — подмоторная рама; 5 — амортизаторы

гатов автомобилей средней грузоподъемности, имеет значительные геометрические размеры и характеризуется сравнительно высоким расположением центра тяжести над плоскостью крепления опор.

Устанавливать амортизаторы отдельно под двигателем и генератором неприемлемо для силовых агрегатов автомобилей особо большой грузоподъемности, так как в этом случае нарушаются условия нормальной работы соединительной муфты, передающей большие крутящие моменты от двигателя к генератору. При фланцевом креплении генератора к двигателю становится невозможной их раздельная амортизация. Практически удобно располагать опоры под общей подмоторной рамой.

Амортизирующее крепление должно обеспечивать хорошую виброизоляцию силового агрегата в диапазоне частот колебаний свыше 50 Гц, так как на этих частотах могут возбуждаться интенсивные колебания панелей автомобилей особо большой грузоподъемности.

Применяемые на этих автомобилях двигатели обладают повышенной неравномерностью крутящего момента и равному, но противоположно направленному опрокидывающему моменту. Минимально устойчивая частота вращения вала двигателя на холостом ходу, принятая из условий обеспечения нормальной работы электрической трансмиссии и гидравлических агрегатов автомобиля, равна 750 об/мин. Максимальная частота вращения вала двигателя не превышает 1500 об/мин.

Последние обстоятельства требуют обеспечения минимальной жесткости амортизирующего крепления в направлении действия опрокидывающего момента. Схема амортизирующего крепления с установленными под общей подмоторной рамой тремя опорами, применявшаяся на первых опытных образцах автомобилей особо большой грузоподъемности, не позволяла добиться выполнения этого условия. Связанность колебаний при установке амортизаторов по такой схеме затрудняет выбор величин их жесткостей, при которых частоты собственных колебаний располагались бы в заданном диапазоне. Условия компоновки автомобиля и указанные выше особенности силовых агрегатов затрудняют использование схем амортизирующего крепления, применяемых на автомобилях средней грузоподъемности [2].

Попытаемся обосновать целесообразность применения для силовых агрегатов автомобилей особо большой грузоподъемности схемы амортизирующего крепления с расположенными в два ряда наклонными опорами, которая применялась в судовых двигателях [3 и 4]. С этой целью были получены простые расчетные формулы и кривые.

Аналогичная схема расчета рассмотрена в работе [4], где амортизируемый объект представлен в виде прямоугольного параллелепипеда с равномерно распределенной по объему массой, у которого ширина и высота равны соответственно расстоянию между симметрично расположенными опорами и удвоенному расстоянию от его центра тяжести до плоскости размещения опор. Такая схема расчета не требует определения величин моментов инерции амортизируемого объекта и удобна в случае приближенной оценки различных вариантов его амортизации. Для силовых агрегатов рассматриваемых автомобилей величины моментов инерции заранее известны. Требование сведения частот собственных колебаний в достаточно узкий диапазон обуславливает необходимость определять их более точно. Вследствие этого использование указанной методики расчета в нашем случае привело бы к неоправданной потере точности.

Схемы силового агрегата и установки амортизаторов приведены на рис. 1 и 2. Оси η, ξ, ψ являются главными центральными осями инерции амортизируемого объекта. Оси x_a, y_a, z_a являются главными осями жесткости амортизаторов. Оси x_a параллельны оси η, а оси z_a наклонены к вертикальной продольной плоскости на угол θ. Амортизаторы установлены симметрично относительно плоскостей ηОψ и ξОψ. При таком расположении амортизаторов силовой агрегат совершает связанные колебания вдоль продольной оси инерции η и вокруг поперечной оси ξ, связанные колебания вдоль поперечной оси

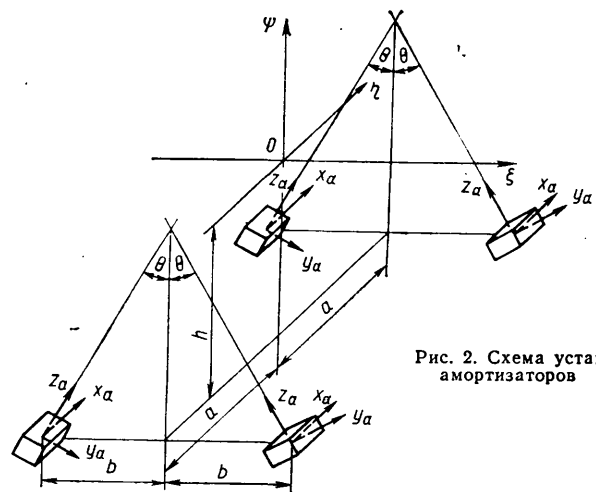


Рис. 2. Схема установки амортизаторов

инерции ξ и вокруг продольной оси η, а также несвязанные — вдоль вертикальной оси инерции ψ и вокруг нее. При соответствующем выборе угла θ разделяются колебания вдоль оси ξ и вокруг оси η.

Условие независимости поперечных колебаний вдоль оси ξ и угловых вокруг оси η выражается следующим образом [3]:

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{b}{2h} \left(1 - \frac{1}{k} \right) \pm \sqrt{\frac{b^2}{4h^2} \left(1 - \frac{1}{k} \right)^2 - \frac{1}{k}}, \quad (1)$$

где b — расстояние от центров жесткости амортизаторов до вертикальной продольной плоскости ηОψ;
 h — расстояние от центра тяжести амортизируемого объекта до плоскости, вмещающей центры жесткости амортизаторов;

$$k = \frac{C_{x_a}}{C_{y_a}} > 1;$$

C_{x_a} , C_{y_a} , C_{z_a} — жесткости амортизаторов в главных направлениях.

При выполнении условия (1) квадраты круговых частот свободных колебаний амортизируемого объекта определяют из следующих выражений [3 и 5]:

угловые колебания вокруг оси η

$$\omega_{\eta}^2 = \frac{b^2 n}{J_{\eta}} \frac{C_{z_a}}{\cos^2 \theta + k \sin^2 \theta}, \quad (2)$$

где J_{η} — момент инерции силового агрегата относительно оси η;

n — количество амортизаторов;

колебания вдоль оси ψ

$$\omega_{\psi}^2 = \frac{n C_{z_a}}{M} \left(\cos^2 \theta + \frac{1}{k} \sin^2 \theta \right); \quad (3)$$

колебания вдоль оси ξ

$$\omega_{\xi}^2 = \frac{n C_{z_a}}{M} \left(\sin^2 \theta + \frac{1}{k} \cos^2 \theta \right), \quad (4)$$

где M — масса силового агрегата;

колебания вокруг оси ψ

$$\omega_{\psi}^2 = \frac{C_{z_a}}{k J_{\psi}} \left[b^2 n + (\cos^2 \theta + k \sin^2 \theta) \sum_{i=1}^n a_i^2 \right], \quad (5)$$

где J_{ψ} — момент инерции силового агрегата относительно оси ψ;

a_i — расстояние от центра жесткости i -го амортизатора до плоскости ξОψ;

связанные колебания вдоль оси η и вокруг оси ξ

$$\omega_{\eta, \xi}^2 = \frac{1}{2} \left[(\omega_2^2 + \omega_3^2) \pm \sqrt{(\omega_2^2 - \omega_3^2)^2 + 4 \mu_a \mu_b} \right], \quad (6)$$

где $\omega_2^2 = \frac{n C_{z_a}}{k M}$;

$$\omega_3^2 = \frac{C_{z_a}}{k J_{\xi}} \left\{ n h^2 + [(k-1) \cos^2 \theta + 1] \sum_{i=1}^n a_i^2 \right\};$$

$$\mu_a = \frac{C_{za} nh}{kM}; \quad \mu_b = \frac{C_{za} nh}{kJ_\xi};$$

J_ξ — момент инерции силового агрегата относительно оси ξ .

Условие (1) объединяет параметры b/h , k и θ и при фиксированном значении b/h допускает множество значений k и θ . Из этого множества необходимо выбрать такую пару значений k и θ , которые в совокупности с другими параметрами, входящими в уравнения (2)–(6), обеспечили бы расположение частот собственных колебаний в заданном диапазоне. Эта задача сводится к решению системы неравенств вида

$$\alpha_i \leq \omega_i \leq \beta_i, \quad i=1, 2, \dots, 6, \quad (7)$$

где α_i и β_i — соответственно нижняя и верхняя границы заданного диапазона частот.

Такая система может не иметь решений. Однако на практике с целью получения эффективной виброизоляции силового агрегата и обеспечения его устойчивости под воздействием динамических факторов, связанных с движением автомобиля по неровной дороге, для рассматриваемой схемы амортизирующего крепления не требуется удовлетворения всех шести неравенств системы (7).

Так, например, на некоторых автомобилях БелАЗ установлен восьмицилиндровый V-образный двигатель с углом развала между рядами цилиндров 60° , теоретически уравновешенный по силам инерции первого и второго порядка и по моментам от сил инерции первого и второго порядка. Возмущающим фактором для этого двигателя является переменная составляющая опрокидывающего момента, частота основной гармоники которого равна удвоенной частоте вращения коленчатого вала двигателя. Под действием опрокидывающего момента силовой агрегат будет совершать колебания вокруг осей η и ψ . Возмущающими факторами для шестицилиндрового V-образного двигателя с углом развала между рядами цилиндров 90° , также устанавливаемого на автомобилях БелАЗ, являются переменная составляющая опрокидывающего момента, частота основной гармоники которого равна полуторной частоте вращения коленчатого вала двигателя, и момент от сил инерции второго порядка, действующий в горизонтальной продольной плоскости. Под действием этих факторов силовой агрегат автомобиля также будет совершать колебания вокруг осей η и ψ .

Таким образом, для эффективной виброизоляции силовых агрегатов рассматриваемых автомобилей необходимо обеспечить минимальную жесткость амортизирующего крепления в направлении поворотов вокруг указанных осей. При этом частоты свободных колебаний должны удовлетворять следующим условиям [6]:

$$\frac{1}{2\pi} \omega_{\eta} < \frac{1}{2} f_m; \quad (8)$$

$$\frac{1}{2\pi} \omega_{\psi} < \frac{1}{2} f_m, \quad (9)$$

где f_m — частота основной гармоники опрокидывающего момента двигателя при минимально устойчивой частоте вращения на холостом ходу.

Вместе с тем, чтобы избежать резонансных колебаний силового агрегата на частотах собственных колебаний рамы и неподрессоренных масс автомобиля при его движении по неровной дороге, необходимо соблюдать условие

$$\frac{1}{2\pi} \omega_{\psi} > \sqrt{2} f_p, \quad (10)$$

где f_p — частота собственных колебаний неподрессоренных масс автомобиля.

Значения частот свободных колебаний f_m и f_p для силовых агрегатов автомобилей приведены в табл. 1.

Рассмотрим условия (8)–(10) и уравнения (1)–(5).

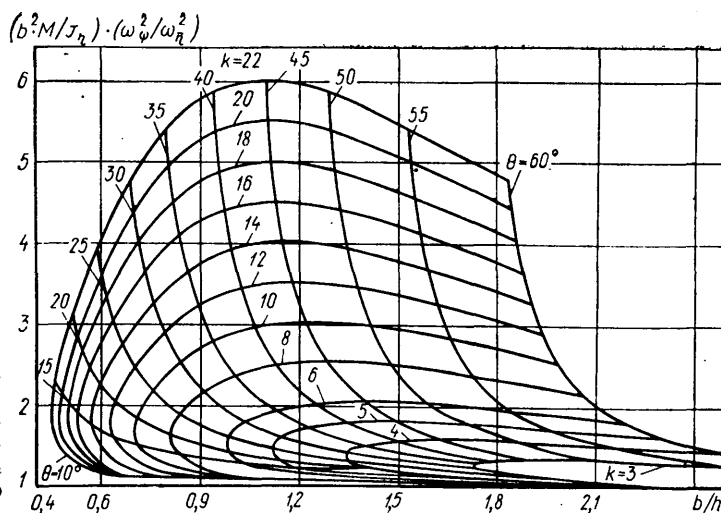


Рис. 3. Номограмма для выбора угла наклона амортизаторов и определения величины отношения собственных частот

Определим отношения $\frac{\omega_{\psi}^2}{\omega_{\eta}^2}$, $\frac{\omega_{\psi}^2}{\omega_{\xi}^2}$, $\frac{\omega_{\psi}^2}{\omega_{\phi}^2}$.

Из уравнений (2)–(5) в результате несложных преобразований имеем

$$\frac{\omega_{\psi}^2}{\omega_{\eta}^2} = \frac{J_{\eta}}{b^2 M} \left[1 + \frac{(k-1)^2 \operatorname{tg}^2 \theta}{k(1 + \operatorname{tg}^2 \theta)^2} \right]; \quad (11)$$

$$\frac{\omega_{\psi}^2}{\omega_{\xi}^2} = \frac{k + \operatorname{tg}^2 \theta}{1 + k \operatorname{tg}^2 \theta}; \quad (12)$$

$$\frac{\omega_{\psi}^2}{\omega_{\phi}^2} = \frac{J_{\psi}}{M} \frac{n(k \cos^2 \theta + \sin^2 \theta)}{b^2 n + (\cos^2 \theta + k \sin^2 \theta) \sum_{i=1}^n a_i^2}. \quad (13)$$

Исследуем более подробно выражения (11)–(13), получим из уравнения (11)

$$\frac{b^2 M}{J_{\eta}} \frac{\omega_{\psi}^2}{\omega_{\eta}^2} = 1 + \frac{(k-1)^2 \operatorname{tg}^2 \theta}{k(1 + \operatorname{tg}^2 \theta)^2}. \quad (14)$$

На рис. 3 приведена номограмма, построенная при совместном рассмотрении уравнения (1) и правой части равенства (14). Номограмма отражает одновременно условие разделения поперечных колебаний вдоль оси ξ и угловых вокруг оси η в зависимости от параметров b/h и позволяет определить отношение квадратов частот $\omega_{\psi}^2 / \omega_{\eta}^2$ при определенных значениях величин $b^2 M / J_{\eta}$.

Для силовых агрегатов величина $\frac{b^2 M}{J_{\eta}} < 1$, и, следовательно,

но, величина $\frac{\omega_{\psi}^2}{\omega_{\eta}^2}$ как видно из рис. 3, не может быть меньше

единицы при выполнении условия (1), которое выполним при соблюдении неравенства

$$\frac{2\sqrt{k}}{k-1} < \frac{b}{h}. \quad (15)$$

Так, например, для силового агрегата автомобиля БелАЗ-549Б, имеющего наибольшую величину отношения b/h

Таблица 1

| Марка автомобиля | Грузоподъемность в т | Масса силового агрегата в кгс · см/см | Моменты инерции в кгс · см · с ² | | | b/h | f_p^* в Гц | f_m в Гц |
|------------------|----------------------|---------------------------------------|---|-----------|------------|-------|--------------|------------|
| | | | J_{η} | J_{ξ} | J_{ψ} | | | |
| БелАЗ-549А | 75 | 8,98 | 29 922 | 115 650 | 108 122 | 0,71 | 4–7 | 25 |
| БелАЗ-549Б | 75 | 8,45 | 20 167 | 116 745 | 113 385 | 0,76 | 4–7 | 19 |
| БелАЗ-7420-9590 | 120 | 9,80 | 31 382 | 126 621 | 127 382 | 0,65 | 4–7 | 25 |

* Ориентировочные данные.

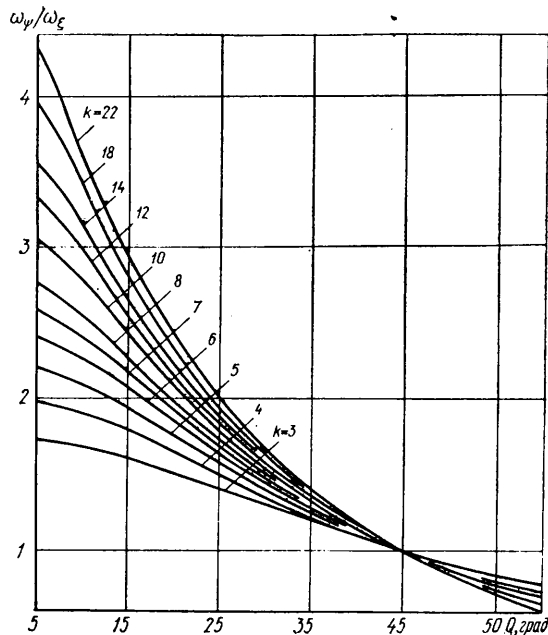


Рис. 4. Кривые зависимости отношения собственных частот вертикальных и поперечных колебаний от угла наклона амортизаторов

(табл. 1), величина k , как видно из рис. 3, должна удовлетворять условию $k \geq 9$. Для силовых агрегатов автомобилей БелАЗ-549А и БелАЗ-7420-9590 она должна быть больше 10 и 11 соответственно.

На рис. 4 изображены графики отношения $\frac{\omega_\phi}{\omega_\xi}$ в зависимости от величины k и θ . Из этого рисунка видно, что $\frac{\omega_\phi}{\omega_\xi} \geq 1$ при $\theta \leq 45^\circ$.

Рассмотрим равенство (13). В результате элементарных преобразований его можно привести к виду

$$\frac{\omega_\phi^2}{\omega_\xi^2} = \frac{J_\phi}{Mb^2} \frac{k + \operatorname{tg}^2 \theta}{1 + k \operatorname{tg}^2 \theta} \frac{1}{\frac{1}{\cos^2 \theta + k \sin^2 \theta} + \sum_{i=1}^n a_i^2 / b^2 n}.$$

С учетом равенства (12) полученное выражение можно представить в виде

$$\frac{\omega_\phi^2}{\omega_\xi^2} = \frac{J_\phi}{Mb^2} \frac{\omega_\phi^2}{\omega_\xi^2} \frac{1}{\frac{1}{\cos^2 \theta + k \sin^2 \theta} + \sum_{i=1}^n a_i^2 / b^2 n}. \quad (16)$$

Определим достаточные условия, при которых отношение $\omega_\phi^2 / \omega_\xi^2$ будет больше единицы. При $k > 1$

$$\frac{1}{\cos^2 \theta + k \sin^2 \theta} < 1,$$

следовательно,

$$\frac{\omega_\phi^2}{\omega_\xi^2} > \frac{J_\phi}{Mb^2} \frac{\omega_\phi^2}{\omega_\xi^2} \frac{1}{1 + \sum_{i=1}^n a_i^2 / b^2 n}. \quad (17)$$

Если правая часть неравенства (17) больше или равна единице, то выполняется условие

$$\frac{\omega_\phi^2}{\omega_\xi^2} > 1, \quad (18)$$

а это возможно при выполнении неравенства

$$\frac{\sum_{i=1}^n a_i^2}{b^2 n} \leq \frac{J_\phi}{Mb^2} \frac{\omega_\phi^2}{\omega_\xi^2} - 1. \quad (19)$$

Таким образом показано, что при выполнении условий (1), (19) и условия $\theta < 45^\circ$ отношения $\omega_\phi / \omega_\eta$, $\omega_\phi / \omega_\psi$ и ω_ϕ / ω_ξ больше единицы.

Следовательно, если принять

$$\sqrt{2} f_p \leq \frac{1}{2\pi} \omega_\phi \leq \frac{1}{2} f_m, \quad (20)$$

то автоматически будут удовлетворены условия (8) и (9).

Чем ближе величины отношений $\omega_\phi / \omega_\eta$, $\omega_\phi / \omega_\psi$ и ω_ϕ / ω_ξ к единице, тем выше устойчивость силового агрегата к воздействию различных динамических факторов от дороги. Из графиков (рис. 4) видно, что величина отношения ω_ϕ / ω_ξ ближе к единице при меньших значениях k и большем из двух возможных значений θ , выбираемых из условия (1). При значениях b/h и величинах $b^2 M / J_\eta$, характерных для силовых агрегатов, применяемых на автомобилях особо большой грузоподъемности, величины отношений ω_ϕ / ω_ξ и $\omega_\phi / \omega_\eta$ будут различаться в меньшей степени также при больших значениях θ .

На основании изложенного можно принять следующую методику расчета:

1) определяем значения частот f_m и f_p и задаем величину ω_ϕ из условия (20);

2) определяем величину b/h и по номограмме (рис. 3) находим наименьшее значение k , при котором удовлетворяется условию (1), принимаем большее из двух возможных значений θ ;

3) задаем количество амортизаторов n и точки их крепления с учетом условия (19);

4) рассматривая формулу (3) как уравнение относительно неизвестной жесткости C_{za} , определяем ее величину;

5) задавая форму упругого элемента резинометаллического амортизатора, подбираем его геометрические размеры таким образом, чтобы получить для него близкие к расчетным величины C_{za} и k и удовлетворить требованиям по нагруженности амортизаторов [6]. Предпочтительнее подбирать геометрические размеры амортизаторов экспериментально, так как в литературе отсутствуют точные данные по физико-механическим характеристикам резиновых смесей. Ориентировочно подобрать размеры амортизаторов и оценить их нагруженность можно по методике, изложенной в работе [6].

В табл. 2 приведены основные параметры амортизирующих креплений и частоты собственных колебаний для силовых агрегатов автомобилей особо большой грузоподъемности, полученные в результате расчета по изложенной методике. Предварительные компоновочные проработки показали практическую осуществимость выбранной схемы амортизирующего крепления на автомобилях БелАЗ.

Приведенные результаты позволяют рекомендовать рассмотренную схему амортизирующего крепления и предлагаемую методику его расчета для практического использования.

Таблица 2

| Марка автомобиля | Количество амортизаторов n | b в см | a в см | θ в град | Характеристика амортизаторов | | Несвязанные частоты свободных колебаний в Гц | | | | Связанные частоты собственных колебаний в Гц | |
|------------------|------------------------------|----------|----------|-----------------|------------------------------|-----------------------------|--|---------|----------|----------|--|----------------|
| | | | | | жесткость C_{za} в кгс/см | $k = \frac{C_{za}}{C_{ya}}$ | f_ψ | f_ξ | f_η | f_ψ | $f_\eta^{(1)}$ | $f_\eta^{(2)}$ |
| БелАЗ-7420-9590 | 4 | 46 | 108 | 21 | 16 800 | 12 | 12,5 | 6,0 | 7,0 | 5,9 | 3,8 | 11,9 |
| БелАЗ-549А | 4 | 46 | 142 | 20 | 15 500 | 10 | 12,5 | 6,0 | 7,3 | 7,9 | 4,2 | 15,8 |
| БелАЗ-549Б | 4 | 46 | 149 | 22 | 10 500 | 9 | 10,3 | 5,2 | 7,2 | 6,6 | 3,7 | 13,0 |

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тольский В. Е. — «Автомобильная промышленность», 1963, № 12.
2. Тольский В. Е. Подвеска силового агрегата автомобиля. М., НИИНАвтосельхозмаш, 1965.
3. Беляковский Н. Г. Конструктивная амортизация механизмов, приборов и аппаратуры на судах. Л., «Судостроение», 1965.

4. Клюкин И. И. Расчет амортизирующего крепления с наклонными опорами. Л., Труды ЦНИИ им. А. Н. Крылова, 1947, вып. 22.
5. Вильсон У. Кер. Вибрационная техника. М., Машгиз, 1963.
6. Тольский В. Е., Латышев Г. В. — «Автомобильная промышленность», 1964, № 7.

УДК 629.113.075

Исследование внешних сил, действующих на колесо автомобиля

Канд. техн. наук И. В. БАЛАБИН, В. В. ЗОРИН, Г. Г. БОРИСОВ

Центральный автополигон НАМИ

ДИНАМИКА взаимодействия движущегося автомобиля с внешней средой определяется главным образом теми силами, которые возникают между колесом и поверхностью дороги. Переменная составляющая этих сил определяется взаимодействием колеса с микро- и макронеровностями дорожного основания.

Исследование внешнего возмущения, обусловленного действием неровностей дорожного профиля на колесо автомобиля, базируется на двухмассовой колебательной системе, показанной на рис. 1, а динамика силового взаимодействия в вертикальном направлении описывается системой двух дифференциальных уравнений второго порядка, которые получаются на основании рассмотрения колебаний автомобиля в продольной вертикальной плоскости [1]:

$$\ddot{z} + 2K\dot{z} + \Omega^2 z - 2K\xi - \Omega^2 \xi = 0;$$

$$\ddot{\xi} + \frac{2K}{\mu} + \left(\frac{\Omega^2}{\mu} + \omega^2\right)\xi - \frac{2K}{\mu}\dot{z} - \frac{\Omega^2}{\mu}z = \omega^2 q(t),$$

где z, ξ — вертикальные перемещения соответственно подрессоренной и неподрессоренной масс;

K — коэффициент неупругого сопротивления подвески;

$$\Omega = \sqrt{\frac{2C_p}{M}}; \quad \omega = \sqrt{\frac{2C_{ш}}{m}} \quad \text{— соответственно частоты колебаний подрессоренных } M \text{ и неподрессоренных } m \text{ масс,}$$

которые учитывают жесткости рессор C_p и шин $C_{ш}$;

$$\mu = \frac{m}{M} \quad \text{— коэффициент неподрессоренных масс;}$$

$q(t)$ — функция микропрофиля дороги.

Расчет реакции такой двухмассовой системы на различные виды возмущающих воздействий в настоящее время можно считать достаточно разработанным, однако использование указанных зависимостей для определения внешних сил, действующих на колеса автомобиля, может дать только самые приближенные значения, поскольку коэффициент неупругого сопротивления подвески K , жесткости рессор C_p и шин $C_{ш}$ только весьма условно можно принять постоянными.

Серьезные искажения в динамику силового взаимодействия может внести то обстоятельство, что вертикальная сила, если исходить из принятой модели колебательной системы, возникает в результате вертикальных смещений нижнего конца пружины (рис. 1), имитирующей жесткость неподрессоренной массы m . Нижний конец пружины, перемещаясь вдоль дороги, точно копирует ее микропрофиль $q(t)$.

На самом деле колесо при качении никогда не сможет повторить профиль. Его вертикальные перемещения являются результатом взаимодействия эластичной шины с некоторой частью дорожных неровностей, расположенных в полосе их взаимодействия, которая определяется шириной беговой дорожки шины. Существенное влияние на процесс взаимодействия будут оказывать такие факторы, как размер шины, ее нагрузка и давление.

Таким образом, с точки зрения изучения силового взаимодействия наиболее точные результаты можно ожидать в случае, если профиль дороги измерять путем прокатывания колеса с шиной, имеющей геометрические (включая рисунок протектора), жесткостные, инерционные характеристики, идентичные тем, которые свойственны шинам и колесам рассматриваемого автомобиля.

При качении колесо испытывает, кроме вертикального, значительное боковое воздействие от неровности дороги, которое с точки зрения силовой нагруженности колеса и его прочности

имеет исключительно важное значение. Однако, кроме самых общих замечаний, никаких более или менее определенных сведений о воздействии профиля дороги на колесо по боковой составляющей в литературе не содержится, а теоретические основы этой проблемы отсутствуют вообще. Такое положение объясняется, по-видимому, сложностью характера взаимодействия и отсутствием модели, которая учитывала бы, кроме боковых сил, являющихся результатом внешнего воздействия на центр масс автомобиля, также еще и те силы, которые замыкаются между дорогой, колесом и осью и никакого бокового воздействия на автомобиль не оказывают.

Таким образом, наиболее эффективным направлением исследования силового взаимодействия колеса и дороги является непосредственное измерение сил на колесах автомобиля при различных скоростях его движения с дифференциацией силового потока по трем кординатным осям. С точки зрения динамики и прочности колеса, если иметь в виду его металлическую часть, наибольший интерес представляют вертикальная и боковая составляющие, поскольку тангенциальная составляющая, как это установлено многими исследователями, практически никак не сказывается на напряжениях обода и диска вследствие их большой жесткости в продольной плоскости.

Существует несколько способов для измерения внешних сил, действующих на колеса автомобиля, из которых наибольшую известность получили следующие.

1. В качестве измерительного элемента используется пневматическая шина. По величине деформаций шины с учетом ее упругих характеристик определяются компоненты внешнего силового потока. Деформация шины может измеряться контактным и бесконтактным методами. Основным недостатком указанного способа является нестабильность упругих характеристик шин, подверженных влиянию температуры, скорости нагружения и других факторов, которые существенно отражаются на точности получаемых результатов. Кроме того, определенные ограничения на условия эксперимента накладывает необходимость размещения датчиков деформаций шины вблизи полотна дороги.

2. Измерение ускорений масс кузова и осей по соответствующим направлениям с последующим пересчетом на силы. Поскольку усилия определяются расчетным путем, на точность метода непосредственно влияет условность расчетной схемы в смысле выбора приведенных масс осей и кузова в точках измерения ускорений, определение положения осей инерции и другие обстоятельства. Этим методом также нельзя измерить боковые силы, уравновешивающиеся на колесах оси автомобиля.

3. Использование деформаций обода. В этом случае невозможным становится непрерывное измерение сил, что отрицательно сказывается особенно при движении по профилю дороги с большим числом неровностей, выбоин, эффект воздей-

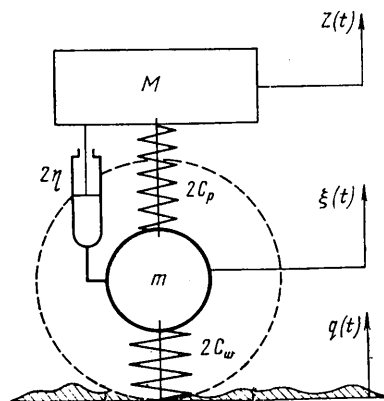


Рис. 1. Расчетная двухмассовая колебательная система

ствия которых не может быть выявлен в полной мере. Кроме того, деформация обода определяется деформацией шины, обладающей, как сказано выше, низкой стабильностью упругих характеристик.

4. Использование деформаций на осях. Основным недостатком этого способа является ненадежность разделения внешнего усилия на вертикальную и боковую составляющие. Для расчета этих усилий необходима информация о положении линий их действия, которые ввиду деформации шины постоянно изменяют свое положение.

По данным Е. Дамберга [2], расхождение значений внешних сил, измеренных каждым из перечисленных способов, составляет величину, достигающую 50%, что свидетельствует о несовершенстве применяемых методов.

На основе опыта исследований в этой области авторами была разработана конструкция специального устройства, называемого динамометрической ступицей, предназначенного для автоматической дифференциации комплекса внешних сил на составляющие и измерения каждой из них в отдельности.

Были исследованы внешние силы по вертикальной и боковой составляющим, действующие на заднее сдвоенное колесо автомобиля ЗИЛ-130, который был оборудован динамометрическими ступицами, изготовленными в ЦКТБ колесного производства, и проходил испытания на дорогах Центрального автополигона НАМИ.

В целях повышения точности измерений, упрощения конструкции, принимая во внимание незначительное влияние крутящего момента на нагруженность колеса, в конструкции динамометрической ступицы для автомобиля типа 4×2 не предусматривали передачу крутящего момента — колесо работало в режиме ведомого.

Качество дифференцирования, линейность и масштабные коэффициенты определялись при статической тарировке ступицы в сборе на стенде. Индикатор нагрузки имел класс точности 0,5, а индикатор выхода 0,1.

В процессе исследований были построены графики, на которых экспериментальные точки как при нагружении, так и при разгрузке хорошо совпадали с прямой. Определенная по данным тарировки погрешность лежит в пределах 2—3%. С учетом возможных источников погрешностей, обусловленных использованием измерительного аппарата, относительная погрешность изменения сил, а также качество дифференцирования в испытательном режиме лежит в пределах $\pm 2,5\%$. Динамометрические ступицы не накладывают никаких ограничений на испытательные режимы, дорожные и климатические условия.

При проведении испытаний использовались тензометрический усилитель KWS/6T-5 и магнитограф PSI-F, а статистическая обработка данных, систематизированных по мгновенным значениям, проводилась на ЭВМ «Днепр».

Программа испытаний включала в себя определение спектра нагрузок при движении автомобиля с различной скоростью по основным и специальным дорогам автополигона: скоростной дороге с ровным цементобетонным покрытием, булыжной дороге с ровным замощением, булыжной дороге со специальным замощением, дороге с короткими волнами («стиральная доска»), дороге типа «бельгийская мостовая». Подробная характеристика дорог содержится в работе [3]. Измерения усилий выполнялись на участках дорог, равных 1000 м.

Максимальный интервал скоростей движения там, где это было возможно, в частности на скоростной дороге, составлял 20—80 км/ч через 10 км/ч. Верхняя граница интервала определялась тяговыми характеристиками автомобиля. На других дорогах интервал скоростей был иным. Его верхняя граница лимитировалась возможностью преодоления неровностей.

Автомобиль перед испытаниями прошел специальную подготовку, в процессе которой были отбалансированы колеса, определены характеристики его рессор и амортизаторов. Автомобиль загружали металлическим балластом, который был прочно закреплен в кузове, чтобы в процессе испытаний не изменилось распределение массы по осям автомобиля. Балласт был распределен в кузове автомобиля таким образом, что нагрузка на заднюю ось составляла 7000 кгс, а на переднюю 2550 кгс.

В результате проведенных испытаний получены материалы, которые позволяют судить о нагруженности колес автомобиля ЗИЛ-130 по вертикальной и боковой составляющим в условиях движения по различным дорогам автополигона.

Как показала статистическая обработка результатов эксперимента, большинство полученных рядов распределения достаточно хорошо описываются гауссовским законом.

Общей закономерностью, наглядно просматриваемой при анализе полученного материала, является возрастание нагруженности колес автомобиля при увеличении скорости движения. При этом на некоторых дорогах, таких, как булыжная и

с короткими волнами, наблюдается резкое увеличение нагруженности при вполне определенной скорости движения, вызванное резонансными колебаниями подвески автомобиля.

Как показывают результаты испытаний, движение даже на такой идеальной дороге, как скоростная дорога автополигона, приводит к довольно заметному колебанию нагрузки, которое по вертикальной составляющей характеризуется приращением к статической (3500 кгс) от 840 кгс при скорости 20 км/ч до 1300 кгс при скорости 80 км/ч.

При движении по скоростной дороге колеблется и боковая сила, максимальное значение которой составляет 360 кгс и соответствует скорости 60 км/ч. Минимальное значение боковой силы составляет 90 кгс при скорости 30 км/ч. Характеризуя колебание нагрузок величиной основного отклонения \bar{S} , следует отметить, что в диапазоне скоростей 20—80 км/ч этот параметр для вертикальной составляющей возрастает с $\bar{S}_v^{20} = 262$ кгс до $\bar{S}_v^{80} = 406$ кгс, т. е. в 1,55 раза, а для боковой составляющей с $\bar{S}_b^{30} = 54$ кгс до $\bar{S}_b^{60} = 100$ кгс, т. е. в 1,85 раза.

На булыжной дороге с ровным замощением в диапазоне скоростей движения 20—70 км/ч наибольший прирост вертикальной нагрузки наблюдается при скорости 50 км/ч и составляет 3000 кгс с повышением величины основного отклонения \bar{S} в 1,5 раза. Для боковой силы основное отклонение \bar{S} колеблется в пределах 175—232 кгс, возрастаая в 1,32 раза, а максимальное значение боковой силы составляет 1000 кгс при скорости 70 км/ч.

На булыжной дороге со специальным замощением испытания проводились при скоростях 20, 30 и 40 км/ч. При этом максимальный прирост вертикальной нагрузки наблюдался при скорости 40 км/ч и составлял 3000 кгс, а повышение основного отклонения составило 1,58 раза. Боковая сила имела максимальное значение 1250 кгс также при скорости 40 км/ч с незначительно изменяющейся по скорости, но достаточно большой величиной основного отклонения \bar{S} , составляющей 275—300 кгс.

Движение по дороге с короткими волнами в диапазоне скоростей 10—60 км/ч показало, что критической скоростью, при которой и вертикальная и боковая нагрузки достигают максимального значения соответственно 2800 и 800 кгс, является скорость 30 км/ч. Основное отклонение по вертикальной силе колеблется от 528 кгс при скорости 10 км/ч до 896 кгс при скорости 60 км/ч с максимумом при скорости 30 км/ч, составляющим 992 кгс. Для боковой силы этот параметр соответственно выразится так: 142, 198 и 254 кгс.

На «бельгийской мостовой» измерения проводились при скоростях только 20 и 30 км/ч, поскольку с большей скоростью движение становилось невозможным из-за сильной тряски. Здесь максимальный прирост вертикальной нагрузки при скорости 30 км/ч составлял 4000 кгс, а боковой — 1250 кгс. Основное отклонение вертикальной нагрузки при увеличении скорости с 20 до 30 км/ч возросло с $\bar{S}_v^{20} = 930$ кгс до $\bar{S}_v^{30} = 1730$ кгс, т. е. в 1,86 раза, что говорит о чрезвычайно большой чувствительности вертикальной силы к увеличению скорости движения. Боковая сила оказывается менее чувствительной к скорости — ее основное отклонение возросло с 277 до 330 кгс, т. е. только в 1,18 раза.

Влияние скорости движения на силовое взаимодействие, возникающее между колесом и профилем каждой из упомянутых испытательных дорог, хорошо иллюстрирует рис. 2, а и б.

На рис. 2 изображены графики, по оси ординат которых отложено отношение основного отклонения соответственно вертикальной (а) и боковой (б) силы к максимальному значению основного отклонения на каждой из рассматриваемых дорог, а по оси абсцисс — скорость движения автомобиля. Указанные

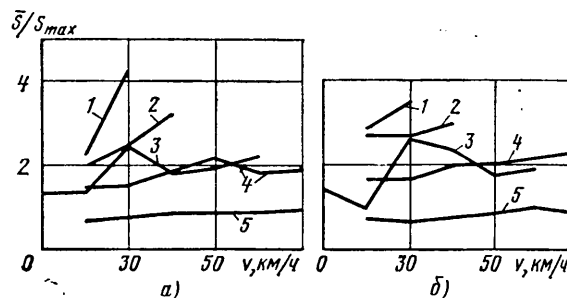


Рис. 2. Влияние скорости движения на силовое взаимодействие между колесом и профилем дороги
1 — «бельгийская мостовая»; 2 — булыжная дорога со специальным замощением; 3 — дорога с «короткими волнами»; 4 — булыжная дорога с ровным замощением; 5 — скоростная дорога

| Дороги полигона | Изменение отклонений вертикальной нагрузки от скорости | | | | | | | | Изменение отклонений боковой силы от скорости | | | | | | | |
|----------------------------------|---|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|--|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| | 10 км/ч | 20 км/ч | 30 км/ч | 40 км/ч | 50 км/ч | 60 км/ч | 70 км/ч | 80 км/ч | 10 км/ч | 20 км/ч | 30 км/ч | 40 км/ч | 50 км/ч | 60 км/ч | 70 км/ч | 80 км/ч |
| Скоростная | 0,645 | 0,645 | 0,640 | 0,75 | 0,78 | 0,83 | 0,86 | 1,0 | 0,67 | 0,67 | 0,54 | 0,63 | 0,69 | 1,0 | 0,98 | 0,88 |
| Булыжная (ровная) | 1,43 | 1,43 | 1,45 | 1,87 | 2,14 | 1,83 | 1,88 | — | — | 1,75 | 1,7 | 2,02 | 2,25 | 2,3 | 2,32 | — |
| Короткие волны | 1,8 | 1,36 | 2,44 | 1,96 | 1,95 | 2,2 | — | — | 1,42 | 1,09 | 2,54 | 2,31 | 1,83 | 1,98 | — | — |
| Булыжная (специальная) | 2 | 2,02 | 2,41 | 3,2 | — | — | — | — | — | 2,75 | 2,72 | 3,0 | — | — | — | — |
| Бельгийская мостовая | — | 2,28 | 4,26 | — | — | — | — | — | — | 2,77 | 3,3 | — | — | — | — | — |

графики позволяют не только в явной форме представить влияние скорости движения, но и сравнить каждую из рассмотренных испытательных дорог со скоростной дорогой по степени силового воздействия, оказываемого их профилем на колеса автомобиля. Статистическая обработка полученных материалов позволяет испытательные дороги автополигона по степени воздействия на колеса расставить в ряд и определить коэффициенты сопоставимости этих дорог по отношению к скоростной дороге, принятой в качестве эталона.

В таблице приведены коэффициенты сопоставимости дорог для вертикальной и боковой составляющих применительно к каждой скорости движения, при которых проводились испытания, а наименования дорог даны сверху вниз в возрастающем по степени воздействия порядке.

Приведенные данные предназначены в основном для анализа нагруженности колес в условиях полигонных испытаний, однако они с успехом могут быть использованы при решении ряда инженерных задач, связанных с расчетом агрегатов подвески, балок мостов, несущих систем и др.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Яценко Н. Н. Колебания, прочность и форсированные испытания грузовых автомобилей. М., «Машиностроение», 1972.
2. Damberg E. — „Kraftfahrzeugtechnik“; 1970, № 5.
3. Лаптев С. А. Центральный научно-исследовательский автомобильный полигон НАМИ. М., НИИНавтопром, 1968.

К вопросу об устойчивости движения управляемых колес

УДК 629.113.075

А. П. СОЛТУС, С. С. МАЛОВ, В. Н. ЗАХАРОВ

Кременчугский автозавод им. 50-летия Советской Украины

Для АВТОМОБИЛЕЙ с колесными формулами 6×6 и 4×4, особенно оборудованных широкопрофильными шинами повышенной проходимости, параметры управляемого моста и установки управляемых колес имеют определяющее влияние на устойчивость движения управляемых колес против автоколебаний и на износ протектора шин.

На управляемое колесо автомобиля, движущегося прямолинейно, действуют весовой стабилизирующий момент, вызванный продольным наклоном шкворня, и стабилизирующий момент шины, обусловленный качением колеса с развалом и сходжением. Моментом, возникающим из-за продольных сил относительно оси шкворня, вследствие его небольшой величины можно пренебречь.

При движении автомобиля по криволинейной траектории качение управляемого колеса происходит дополнительно с уводом. Дополнительный угол увода вызван погрешностями рулевой трапеции из-за несоответствия повороту наружного и внутреннего к центру поворота управляемых колес, боковой силой, действующей на управляемое колесо, и кинематическим углом увода, обусловленным качением управляемого колеса по криволинейной траектории.

Вместе с этим на управляемое колесо автомобиля, движущегося по криволинейной траектории, действуют весовой стабилизирующий момент, вызванный поперечным наклоном шкворня, скоростной стабилизирующий, гироскопический и инерционный моменты.

Рассмотрим влияние угла развала на величину весового стабилизирующего момента и стабилизирующего момента шины. Влияние угла развала на скоростной момент и момент, обусловленный продольными силами, настолько незначительно, что с достаточной для практики точностью этим влиянием можно пренебречь.

Согласно работе [1] весовой стабилизирующий момент, действующий на управляемое колесо автомобиля, определяется по формуле

$$M_{ст} = G_k [l_{ц} - (r_k - r_{ш}) \operatorname{tg} \gamma'_{ш}] [\cos(\alpha_{ш} + \gamma_{ш}) \sin \alpha_{ш} \sin \alpha \pm \cos(\beta_{ш} + \gamma_{ш}) \sin \beta_{ш} \cos \alpha], \quad (1)$$

где G_k — нагрузка, приходящаяся на колесо;

$l_{ц}$ — длина поворотной цапфы;

r_k — радиус колеса;

$r_{ш}$ — радиус кривизны профиля шины;

$\gamma_{ш}$ — угол развала колеса в положении прямолинейного движения;

$\gamma'_{ш}$ — текущий угол развала колеса;

$\alpha_{ш}$ — угол поперечного наклона шкворня;

$\beta_{ш}$ — угол продольного наклона шкворня.

Текущий угол развала колеса определяется так:

$$\sin \gamma'_{ш} = \sin(\alpha_{ш} + \gamma_{ш}) \cos \alpha_{ш} - \cos(\alpha_{ш} + \gamma_{ш}) \sin \alpha_{ш} \cos \alpha \pm \cos(\beta_{ш} + \gamma_{ш}) \sin \beta_{ш} \sin \alpha. \quad (2)$$

Чтобы выявить влияние угла развала на величину весового стабилизирующего момента $M_{ст}$, провели его расчет для одной из опытных моделей автомобиля КраЗ. При проведении расчетов угол поперечного наклона шкворня $\alpha_{ш}$ не изменялся и был равен $9^\circ 30'$, угол продольного наклона шкворня $\beta_{ш}$ равнялся $5^\circ 30'$ и 0. Нагрузка на управляемое колесо $G_k = 3200$ кгс, а угол развала колеса в нейтральном положении изменялся от -1 до 1° . Расчет весового стабилизирующего момента проведен по формуле (1).

Расчетные данные сравнивали с экспериментальными, которые получены по методике, изложенной в работе [2].

На рис. 1 представлены зависимости весовых стабилизирующих моментов, действующих на управляемое колесо, от угла поворота. Из рис. 1 следует, что угол продольного наклона шкворня оказывает не только количественное, но и качествен-

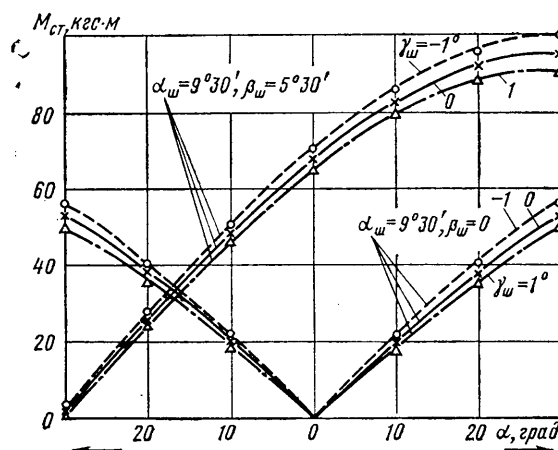


Рис. 1

ное влияние на величину весового стабилизирующего момента. При отсутствии угла продольного наклона шкворня момент $M_{ст}$ в нейтральном положении управляемого колеса равен нулю. В случае изменения угла развала управляемого колеса от -1 до 1° при угле продольного наклона шкворня $5^\circ 30'$ величина весового стабилизирующего момента уменьшается до 7%.

В связи с тем, что углы развала управляемых колес для автомобилей большой грузоподъемности, как правило, не превышают при нейтральном положении управляемого колеса 1° , их влияние на величину весового стабилизирующего момента не существенно.

Рассмотрим величину стабилизирующего момента шины, обусловленного качением эластичного колеса с развалом. Согласно работе [3] качение эластичного колеса с развалом по характеру деформации шины можно рассматривать как движение по кругу радиусом $R_{св}$. Для определения радиуса $R_{св}$ В. И. Кнороз предлагает следующую формулу:

$$R_{св} = \frac{r_k}{\sin \gamma'_{ш}}. \quad (3)$$

В свою очередь качение эластичного колеса по криволинейной траектории вызывает появление кинематического угла увода, который с учетом работы [4] определим так:

$$\delta_\gamma = \frac{57,3a}{4r_k} \sin \gamma'_{ш}, \quad (4)$$

где a — большая ось контактного отпечатка.

Величина угла δ_γ , подсчитанная по формуле (4), не превышает величины наибольшего угла поворота колеса θ_A на месте, при котором еще отсутствует скольжение элементов отпечатка шины по опорной поверхности. Поэтому с учетом работы [5] стабилизирующий момент шины катящегося с развалом управляемого колеса определим по формуле

$$M'_{ш\gamma} = \frac{C_\omega \theta_A}{3} \left[1 - \left(\frac{57,3a \sin \gamma'_{ш}}{4r_k \theta_A} - 1 \right)^2 \right], \quad (5)$$

где C_ω — коэффициент угловой жесткости шины относительно вертикальной оси.

Величину стабилизирующего момента шины управляемого колеса, катящегося с развалом и создающего относительно оси шкворня момент, можно определить по формуле

$$M_{ш\gamma} = \frac{C_\omega \theta_A}{3} \left[1 - \left(\frac{57,3a \sin \gamma'_{ш}}{4r_k \theta_A} - 1 \right)^2 \right] \cos \mu_{ш}, \quad (6)$$

где $\mu_{ш}$ — угол комбинированного наклона шкворня.

По следующей формуле находим угол комбинированного наклона шкворня

$$\operatorname{tg} \mu_{ш} = \sqrt{\operatorname{tg}^2 \alpha_{ш} + \operatorname{tg}^2 \beta_{ш}}. \quad (7)$$

На рис. 2 представлены рассчитанные по формуле (6) зависимости стабилизирующего момента шины размера $1300 \times 530-533$ модели ВИ-3 катящегося с углами развалов управляемого колеса — 1 , 0 и 1° . Из рис. 2 следует, что угол продольного наклона шкворня влияет на величину и направление стабилизирующего момента шины управляемого колеса, катящегося с развалом. Сравнивая рис. 1 и 2, видим, что стабилизирующий момент шины $M_{ш\gamma}$ значительно меньше по абсолютной величине момента $M_{ст}$.

На рис. 3 приведены зависимости момента $M_{ст} + M_{ш\gamma}$, действующего на управляемое колесо при углах развала 1 , 0

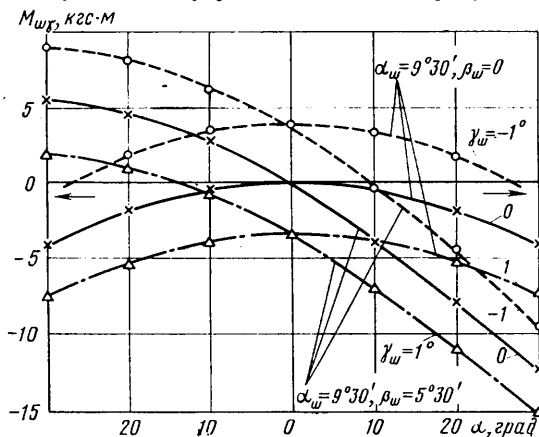


Рис. 2

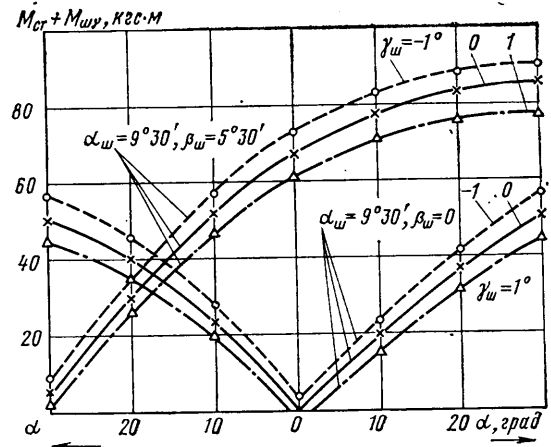


Рис. 3

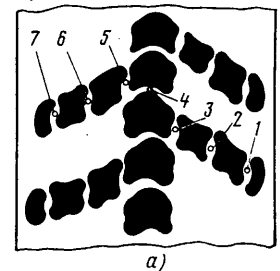
и -1° . Видим, что в случае отрицательного угла развала управляемого колеса при положительном угле продольного наклона шкворня увеличивается момент $M_{ст} + M_{ш\gamma}$. Однако при изменении угла развала управляемого колеса от 0 до -1° величина момента $M_{ст} + M_{ш\gamma}$ увеличилась только на 3%, когда $\alpha_{ш} = 9^\circ 30'$, $\beta_{ш} = 5^\circ 30'$.

Проведенные исследования показывают, что угол развала управляемого колеса практически не влияет на величину весового стабилизирующего момента, а стабилизирующий момент шины, обусловленный качением колеса с развалом, невелик по своей величине по сравнению с моментом $M_{ст}$.

Качение управляемого колеса с отрицательным углом развала вызывает неравномерный по ширине беговой дорожки шины износ протектора. На рис. 4, а, б показана зависимость износа протектора шины размера $1300 \times 530 \times 533$ модели ВИ-3 от ширины беговой дорожки после пробега 5 тыс. км (1—7 — точки измерения). Во время исследований нагрузка на шину составила $G_k = 3200$ кгс, давление воздуха $p_{ш} = 3,5$ кгс/см².

Из рис. 4 следует, что качение колеса с отрицательным углом развала вызывает неравномерный, повышенный с внутренней стороны беговой дорожки износ протектора шины. Изменение угла развала управляемого колеса на положительный устраняет односторонний износ шины. Для обеспечения равномерного по ширине беговой дорожки шины износа протектора необходимо, чтобы качение управляемого колеса происходило с положительным углом развала. Оптимальная величина положительного угла развала зависит от конструкции шины, размеров контактного отпечатка. Так, оптимальный угол развала для шины размера $1300 \times 530 \times 533$ модели ВИ-3 находится в пределах $0-20^\circ$.

Чтобы определить влияние установочных параметров управляемого моста и колес на их устойчивость движения против автоколебаний, экспериментальным исследованием была подвергнута одна из опытных моделей автомобилей КраЗ с колесной формулой 6×6 , оборудованных шинами размера $1300 \times 530 \times 533$ модели ВИ-3. Угол продольного наклона шкворня изменялся при помощи клиньев, которые устанавливались между балкой управляемого моста и передней рессорой, а угол развала управляемых колес — при помощи косых шайб, которые устанавливались между цапфой и корпусом поворотного кулака.



а)

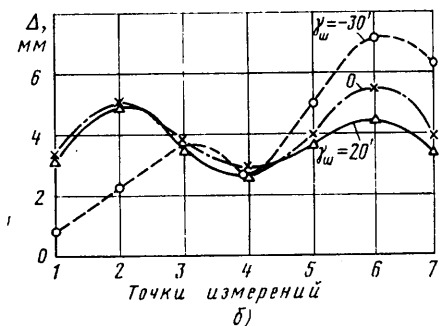


Рис. 4

При нулевом значении углов продольных наклонов шкворней движение управляемых колес становится неустойчивым. Так, при скорости движения автомобиля 20 км/ч появились автоколебания управляемых колес. Это объясняется тем, что в нейтральном положении управляемого колеса весовой стабилизирующий момент при $\beta_{ш}=0$ равен нулю, а стабилизирующий момент шины, вызванный качением колеса с развалом и схождение, невелик. Отсутствие существенной реакции на поворот колеса вокруг шкворня (в данном случае момента относительно оси шкворня) при наличии эластичных шин низкого давления и вызывает неустойчивое движение управляемых колес.

Изменение углов развала управляемых колес от -1 до 1° на устойчивость движения управляемых колес практически не влияет. Проведенные исследования показывают, что угол развала управляемого колеса практически не влияет на устойчивость движения управляемых колес, однако его величина и на-

правление существенно влияют на равномерность износа протектора шин. Угол развала управляемых колес нужно выбирать прежде всего для обеспечения равномерного по ширине беговой дорожки износа протектора шин.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Солтус А. П., Кошарный Н. Ф. — «Автомобильная промышленность», 1976, № 8.
2. Солтус А. П., Редчиц В. В. — В сб.: Конструкции автомобилей, НИИНавтопром, 1976, № 4.
3. Кнороз В. И. — «Автомобильная промышленность», 1956, № 9.
4. Редчиц В. В. — «Автомобильная промышленность», 1974, № 2.
5. Солтус А. П., Редчиц В. В. — «Автомобильная промышленность», 1976, № 7.

УДК 629.113.002.5-52

Механизация подъема откидных панелей

Ю. В. МЕЗРИН

ДЛЯ ПОДЪЕМА откидных панелей, например задних дверей, крышек капота или багажника автомобилей, в последние годы все чаще применяют механизмы с упругими элементами в виде пружинных стержней (торсионов), отличающиеся простотой исполнения и надежностью в работе.

Рассмотрим конструктивные и эксплуатационные особенности механизмов навески панелей с торсионами, расположенными на петлях, а также методику выбора основных параметров одной из групп навесок.

По конструктивным признакам устройства подобного назначения подразделяются на навески, торсионы которых удалены от оси вращения панели, и навески, торсионы которых расположены около нее.

Наиболее типичную конструкцию первой группы имеют механизм подъема задней двери автомобиля «Симка» [1] и механизм для подъема крышки багажника по патенту [2] ФРГ. В них массивная шарнирная панель 1 (рис. 1) уравнивается раскрытием шарнирных стоек 2 за счет вращения в поворотной опоре 3 предварительно закрученного подвижного плеча торсиона 4, упругий стержень которого закреплен на панели на определенном расстоянии от оси вращения и параллелен ей.

Аналогичное крепление имеет торсион в механизме подъема капота по патенту [3] ФРГ. Кинематическое расположение упругого элемента (рис. 2) позволяет исключить шарнирную стойку, что значительно упрощает конструкцию механизма по сравнению с описанными.

Для уравнивания тяжелых откидных панелей, например багажника автомобиля, в патенте [4] США предлагается применять упругий стальной стержень, расположенный около шарнирных петель и изогнутый посередине, чтобы уменьшить напряжения кручения в параллельных отрезках стержня торсиона, так как при этом каждый отрезок поворачивается на угол, равный только половине угла поворота крышки. Эта же цель достигается (патент [5] Японии) за счет расположения механизма подъема тяжелой задней двери в нижней части кузова. Механизм включает в себя два поперечных торсиона, их подвижные плечи, воздействуя на систему рычагов, уравнивают дверь в открытом состоянии в любом положении.

Более простая конструкция у механизмов подъема откидных панелей второй группы, торсионы которых расположены непосредственно на петлях навески. Изогнутый посередине стержень торсиона 1 (рис. 3) по патенту [6] Англии закрепляется на петле 2 навески панели за счет упругих сил стержня при постановке его неподвижного плеча в посадочные места на кронштейне.

Подвижное плечо торсиона, ориентируясь в отверстиях пет-

ли, закрепленной шарнирно на кронштейне, передает ей свою реактивную силу, поднимая панель. Такое же непосредственное воздействие на петли навески панелей оказывают подвижные плечи торсионов по патенту [7] Франции, патенту [8] США, на автомобилях ВАЗ-2101 и др.

Рис. 2

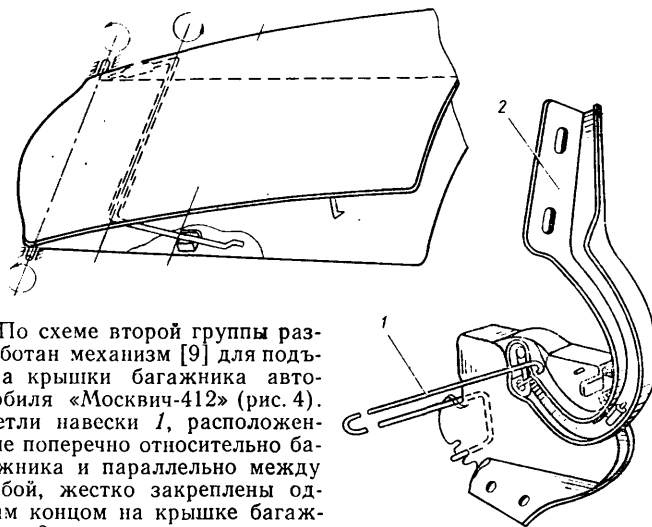


Рис. 3

По схеме второй группы разработан механизм [9] для подъема крышки багажника автомобиля «Москвич-412» (рис. 4). Петли навески 1, расположенные поперечно относительно багажника и параллельно между собой, жестко закреплены одним концом на крышке багажника 2 и шарнирно связаны другим концом с кронштейном кузова 3. Торсионы 4 имеют отогнутые плечи, одни из которых установлены в отверстиях кронштейнов 5 кузова 3, а другие выполнены подвижными. Подвижное плечо каждого торсиона пересекает петлю навески со стороны крышки багажника и устанавливается отогнутым концом в отверстие петли с ее наружной стороны. Расстояние от петли до отверстия в кронштейне кузова равно длине горизонтального участка торсиона. Такая конструкция механизма обеспечивает самозакрепление торсионов на петлях навески, а наложение на петлю навески подвижного плеча торсиона позволяет ему перемещаться только вместе с петлей, что устраняет трение торсиона о сопряженные детали.

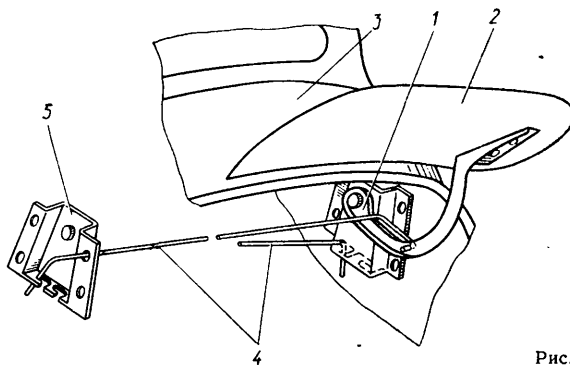


Рис. 4

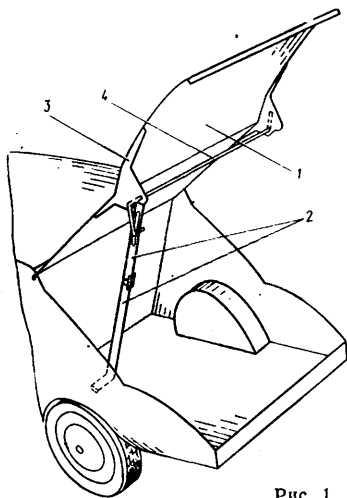


Рис. 1

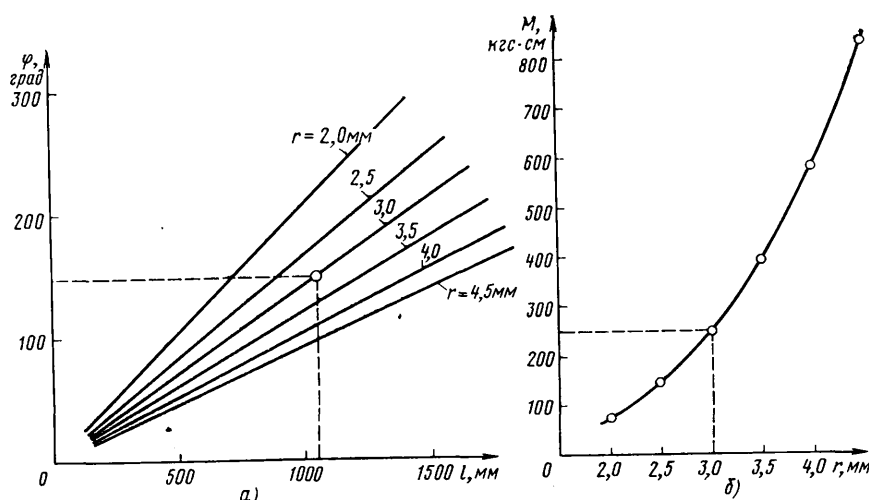


Рис. 5

Сравнивая типичные конструкции торсионных навесок откидных панелей, видим, что надежность их работы зависит от выбора величины предварительного закручивания упругого стержня торсиона. Эта величина для каждой конкретной конструкции находится последовательным решением кинематической схемы нагружения стержня.

Для механизмов подъема откидных панелей, торсионные стержни которых расположены непосредственно на петлях навески, автором разработана методика, а на ее основе определены геометрические параметры упругих элементов навески [9].

Чтобы удерживать откидную панель в верхнем положении, должна быть определенная величина крутящего момента, прилагаемого к петле навески, которую определяем по следующей формуле:

$$M_k = Pa, \quad (1)$$

где P — масса панели в кг;

a — расстояние от оси вращения до центра тяжести панели в мм.

Для преодоления этого крутящего момента необходимо закрутить торсион на угол, величина которого согласно теории кручения круглых стержней определяется так:

$$\varphi = \frac{2l}{\pi r^4 G} M_k, \quad (2)$$

где l — рабочая длина стержня в мм;

r — радиус поперечного сечения стержня в мм;

G — модуль упругости при кручении (для пружинных стержней $G = 8,1 \cdot 10^6$ кгс/мм²).

Возникающее при найденном угле закручивания напряжение кручения стержня рассчитывается по формуле

$$\tau_k = \frac{2M_k}{\pi r^3}, \quad (3)$$

и величина его для пружинных стержней и рессорных листов, используемых в подвесках, не должна превышать допустимую величину $\tau_k \leq [\tau] = 55$ кгс/мм² [10].

Анализируя выражения (2) и (3), логично предположить существование и допустимого угла закручивания стержня торсиона (в град), который должен удовлетворять выражению

$$[\varphi] < \frac{[\tau] l}{Gr} \frac{180^\circ}{\pi}. \quad (4)$$

Для удобства пользования формулой (4) построен график (рис. 5, а) значений допустимых углов закручивания применительно к различным сечениям стержней в зависимости от их длины. Материал стержней — сталь 60С2А.

Однако при выборе параметров стержня торсиона необходимо учитывать условие

$$[\varphi] \leq \varphi + \varphi_1, \quad (5)$$

где φ_1 — угол вращения панели, обуславливающий дополнительное нагружение стержня моментом M_1 .

Таким образом, действительный расчетный момент закручивания стержня торсиона определяется из выражения

$$M_{расч} = M_k + M_1. \quad (6)$$

Величина его не должна превышать значений, найденных по формуле

$$M_{расч} \leq \frac{\pi^2 [\varphi] Gr^4}{360l}. \quad (7)$$

Поскольку $\frac{[\varphi]}{l}$ — величина постоянная

для определенных сечений стержней, можно графически изобразить величины наибольших крутящих моментов, обеспечивающих работу торсионов в пределах допустимых углов закручивания $[\varphi]$ и допустимых напряжений кручения $[\tau]$ (рис. 5, б).

С использованием величин, найденных по описанной методике, по графику на рис. 5 можно выбрать параметры торсионных стержней для механизмов навески откидных панелей и обеспечить тем самым необходимое число циклов их нагружения при эксплуатации автомобиля, так как работа их будет в пределах допустимых углов закручивания $[\varphi]$ и допустимых напряжений кручения $[\tau]$.

При проектировании механизма [9] конструктивная длина стержня торсиона $l = 1050$ мм должна быть выбрана так, чтобы она обеспечивала крутящий момент $M_{расч} = 495$ кгс·см или для двух торсионов механизма $M_{расч} \approx 250$ кгс·см. В пределах допустимых величин $[\varphi]$ и $[\tau]$ по графикам на рис. 5 (показано штриховыми линиями) радиус стержня торсиона $r = 3$ мм, при этом $[\varphi] = 150^\circ$. Таким образом, учитывая угол вращения панели $\varphi_1 = 60^\circ$, применяя формулу (5), определяем предварительный угол закручивания $\varphi = 90^\circ$, который и обеспечит высокую работоспособность стержней в пределах $[\tau]$.

Результаты сравнительных испытаний применявшегося и нового механизмов навески багажника автомобиля «Москвич-412» (см. таблицу) показали явное преимущество по-

| Показатели | Конструкция | |
|---|---------------------|---|
| | старая | новая |
| Усилие открывания крышки багажника в кгс | 4,1 | Самооткрывание |
| Усилие закрывания крышки багажника в кгс | 4,5 | |
| Режим нагружения при испытаниях на работоспособность в циклах | 11 535 | 30 000 |
| Дорожные испытания (пробег) в км | 15 000 | 15 000 |
| Неполадки в устройствах, выявленные в процессе испытаний . . | Заклинивание петель | Узел пригоден к дальнейшей эксплуатации |

следнего, а опыт использования методики выбора параметров торсионных стержней — ее приемлемость при проектировании аналогичных механизмов высокой работоспособности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Патент Франции № 1403032, 1964 г.
2. Патент ФРГ № 1062 562, 1958 г.
3. Патент ФРГ № 1430882, 1970 г.
4. Патент США № 348152, 1969 г.
5. Патент Японии № 43 17085, 1968 г.
6. Патент Англии № 1086 385, 1967 г.
7. Патент Франции № 1509751, 1967 г.
8. Патент США № 3339 969, 1967 г.
9. «Открытия, изобретения, промышленные образцы и товарные знаки», 1975, № 6 (Авт. св. № 460202).
10. Гольд Б. В. Конструирование и расчет автомобиля. М., Машгиз, 1962.

Методика исследования геометрии рабочей пары рулевого механизма типа глобоидный червяк и ролик с помощью ЭВМ

Канд. техн. наук Г. П. ВЯТКИН,

канд. техн. наук Ю. М. НЕМЦОВ, С. А. ТИМОФЕЕВ

Московский станкоинструментальный институт,
Автозавод им. Ленинского комсомола

СУЩЕСТВУЮЩАЯ в настоящее время теория глобоидной передачи рулевого механизма автомобиля [1] основывается на предположении, что зацепление червяка и ролика происходит в средней плоскости, а точки контакта боковых поверхностей витка червяка и гребней ролика расположены в этой плоскости на начальном глобоиде. Такое допущение позволяет лишь приближенно решать некоторые вопросы, связанные с расчетом передачи. В то же время известные современные геометро-кинематические методы исследования зубчатых зацеплений основываются на знании точного расположения точек контакта, что необходимо для определения кривизн боковых поверхностей в данной точке, формы и ориентации пятна контакта, значения мгновенного передаточного отношения и т. д. Известная теория глобоидной передачи не позволяет по тем же причинам оценить влияние на геометрию зацепления погрешностей изготовления и сборки, а также конструктивных особенностей механизма, например, эксцентричного смещения оси нарезания червяка относительно оси его вращения в картере, смещения ролика от средней плоскости глобоида, принудительного возвратно-поступательного перемещения ролика вдоль оси вала сошки [2] и т. д.

Разработанный в Московском станкоинструментальном институте графический метод исследования [3 и 4] обеспечивает нахождение искомых точек контакта в рулевых механизмах, однако, несмотря на относительную простоту, не даст достаточной точности и требует значительного времени для решения.

Авторами данной статьи была предпринята попытка разработать методику, с помощью которой можно определить положение точек контакта, распределение боковых зазоров и натягов в паре и другие параметры путем создания математической модели зацепления глобоидного червяка и ролика и исследования ее, применяя ЭВМ.

Рабочая пара рулевого механизма имеет специфические особенности, обусловленные характером работы рулевого управления. В первую очередь это наличие переменного по величине бокового зазора, а на отдельных участках натяга смещение ролика относительно осевой плоскости червяка, необходимое для регулировки пары при износе, за счет изменения межосевого расстояния ролика и червяка. Наличие в рабочей паре зазоров и натягов показывает, что на среднем участке зацепления осуществляется двумя парами, а на других участках — одной парой боковых поверхностей глобоидного червяка и ролика.

В связи с тем, что эти поверхности являются невзаимоограничиваемыми, передаточное отношение переменное. По этой причине применение методов исследования, разработанных в теории зубчатых зацеплений [5], для рабочей пары рулевого механизма возможно с определенными ограничениями и дополнениями. Это же относится к алгоритмам и программам для расчета зацеплений с помощью ЭВМ [6].

Методика разработана на основе решения обратной задачи теории зацеплений [5] с учетом специфических особенностей рабочей пары рулевого механизма данного типа.

Зацепление в рабочей паре рулевого механизма (рис. 1) осуществляется коническими поверхностями 1—4 гребней ролика и винтовыми глобоидными поверхностями 5 и 6 витка червяка. Примем, что Σ_0 — неподвижная система координат, одна из осей которой совпадает с осью червяка; Σ_1 — подвижная система координат, жестко связанная с червяком, совпадающая в начальном положении с Σ_0 ; Σ_2 — подвижная система координат, жестко связанная с валом сошки.

Условие контакта одной из боковых поверхностей витка червяка и соответствующей поверхности ролика в неподвижной системе координат Σ_0 можно записать из учета равенства радиус-векторов поверхностей в точке контакта и равенства ортов нормалей:

$$\begin{aligned} \vec{r}_1^{(k)}(u_1^{(k)}, v_1^{(k)}, \varphi) &= \vec{r}_2^{(n)}(u_2^{(n)}, v_2^{(n)}, A_2, \alpha, m); \\ \vec{e}_1^{(k)}(u_1^{(k)}, v_1^{(k)}, \varphi) &= \vec{e}_2^{(n)}(u_2^{(n)}, v_2^{(n)}, A_2, \alpha, m), \end{aligned} \quad (1)$$

где $u_1^{(k)}, v_1^{(k)}$ — параметры поверхностей ролика;

k — индекс контактирующей поверхности ролика, может принимать значения 1, 2, 3, 4;

$u_2^{(n)}, v_2^{(n)}$ — параметры боковых поверхностей червяка;

n — индекс контактирующей поверхности червяка, может принимать значения 5, 6;

φ — угол поворота вала сошки;

α — угол поворота червяка;

A_2 — параметр смещения оси ролика относительно осевой плоскости червяка;

m — известные конструктивные параметры механизма.

Два векторных уравнения (1) эквивалентны шести скалярным, однако из трех уравнений, выражающих равенство проекций ортов нормалей, независимыми являются только два, поэтому, учитывая, что координаты точки контакта являются функцией от угла поворота червяка, запишем систему из пяти уравнений:

$$\begin{aligned} f_i^{(k, n)}(u_1^{(k)}(\alpha), v_1^{(k)}(\alpha), u_2^{(n)}(\alpha), v_2^{(n)}(\alpha), A_2^{(k, n)}(\alpha), \\ \varphi^{(k, n)}(\alpha), \alpha^{(k, n)}, m) = 0, \\ i = 1, \dots, 5. \end{aligned} \quad (2)$$

Одной из существенных особенностей рулевого механизма является возможность его регулировки при износе, для чего ось ролика смещается на величину параметра смещения A_2 . В то же время это смещение ухудшает условия зацепления, оказывая существенное влияние на положение точек контакта и значения приведенных кривизн боковых поверхностей в этих точках, а также в значительной степени определяет процессы износа в паре. Величина параметра смещения при конструировании выбирается приближенно и поэтому не может быть использована при анализе механизма. По этим причинам в данной работе предложен метод расчета оптимальной величины параметра смещения по заданному участку беззазорного зацепления. Наличие участка беззазорного зацепления, т. е. участка, где происходит одновременный контакт двух пар боковых поверхностей, также является существенной особенностью данного типа рулевого механизма. Очевидно, в этом случае условие касания поверхностей, определенное

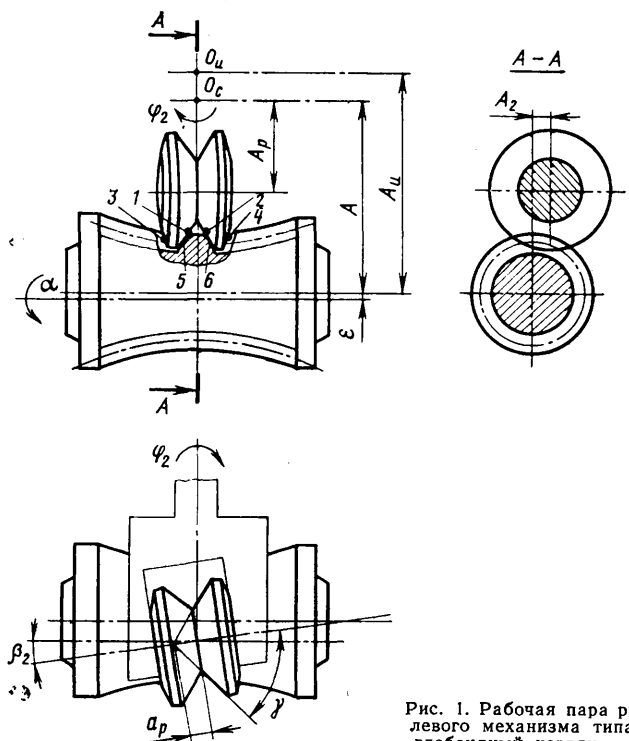


Рис. 1. Рабочая пара рулевого механизма типа глобоидный червяк — ролик

в векторной форме выражением (1), должно одновременно выполняться для каждой пары этих поверхностей. Переходя к скалярной форме записи, получим две системы по пять уравнений, например условие контакта поверхностей 1—5 и 2—6 ролика и червяка можно записать в следующем виде:

$$f_i^{(1,5)}(u_1^{(1)}(x), v_1^{(1)}(x), u_2^{(5)}(x), v_2^{(5)}(x), A_2^{(1,5)}(x), \varphi^{(1,5)}(x), \alpha^{(1,5)}, m) = 0, \quad (3)$$

$$i = 1, \dots, 5;$$

$$f_j^{(2,6)}(u_1^{(2)}(x), v_1^{(2)}(x), u_2^{(6)}(x), v_2^{(6)}(x), A_2^{(2,6)}(x), \varphi^{(2,6)}(x), \alpha^{(2,6)}, m) = 0, \quad (4)$$

$$j = 1, \dots, 5.$$

В выражениях (3) и (4) $\alpha^{(1,5)} = \alpha^{(2,6)}$, поскольку иначе одновременность контакта теряет физический смысл. Аналогично

$$\varphi^{(1,5)}(x) = \varphi^{(2,6)}(x) \text{ и } A_2^{(1,5)}(x) = A_2^{(2,6)}(x).$$

Учитывая это, введем новые соответствующие обозначения $\alpha, \varphi(\alpha), A_2(\alpha)$ и из любого уравнения систем (3) или (4) выразим $A_2(\alpha)$ через оставшиеся неизвестные. Получим

$$A_2(x) = A_2(u_1^{(1)}(x), v_1^{(1)}(x), u_2^{(5)}(x), v_2^{(5)}(x), \varphi(\alpha), \alpha, m). \quad (5)$$

Подставив выражение (5) в систему (3), получим условие беззазорного зацепления, выраженное системой уравнений:

$$F_i^{(1,5)}(u_1^{(1)}(x), v_1^{(1)}(x), u_1^{(2)}(x), v_1^{(2)}(x), u_2^{(5)}(x), v_2^{(5)}(x), u_2^{(6)}(x), v_2^{(6)}(x), \varphi(\alpha), \alpha, m) = 0, \quad (6)$$

$$i = 1, \dots, 9.$$

Система (6) содержит девять уравнений и десять неизвестных, что позволяет для каждого угла поворота червяка α найти положение точек контакта на боковых поверхностях гребней ролика и витка червяка. Далее, используя выражение (4), можно определить соответствующее значение A_2 .

Оптимальную величину параметра смещения найдем, учитывая, что зацепление должно быть гарантировано беззазорным на некотором заданном участке $[a_1, a_2]$, т. е. система уравнений (6) должна быть совместна при $\alpha = a_1$ и $\alpha = a_2$. Таким образом, полагая α в системе (6) последовательно равным $a_1, 0, a_2$ (0 соответствует среднему положению руле-

ются в общем случае нелинейными. Способы решения систем нелинейных уравнений численными методами на ЭВМ в настоящее время достаточно отработаны [6 и 7] и продолжают совершенствоваться. Сложность решения таких систем во многом определяется количеством уравнений, увеличение которого значительно затрудняет отделение корней, резко увеличивает затраты машинного времени на предварительные расчеты и собственно решение системы. Поэтому авторами исследована возможность замены системы из девяти уравнений системой с количеством уравнений не более пяти, а в отдельных случаях и менее.

Пусть боковые поверхности 1 и 2 (рис. 1) гребней ролика могут перемещаться независимо друг от друга, т. е. принцип одновременности контакта по углу поворота вала сошки не соблюдается и $\varphi^{(1,5)}(\alpha) \neq \varphi^{(2,6)}(\alpha)$. Для угла поворота червяка, равного соответственно α_1, α_2 или 0, найдем из системы уравнений (3) зависимость $A_2^{(1,5)}(\varphi^{(1,5)}(\alpha), \alpha)$, из системы уравнений (4) зависимость $A_2^{(2,6)}(\varphi^{(2,6)}(\alpha), \alpha)$. Условие равенства параметров смещения при касании двух пар поверхностей запишем

$$A_2^{(1,5)}(\varphi^{(1,5)}(\alpha), \alpha) - A_2^{(2,6)}(\varphi^{(2,6)}(\alpha), \alpha) = 0. \quad (7)$$

Из выражения (7) можно определить значение угла φ_0 при котором $\varphi^{(1,5)}(\alpha) = \varphi^{(2,6)}(\alpha)$. По полученным данным найдем требуемое значение параметра смещения A_2 , после чего схема механизма становится полностью определенной, что позволяет перейти к дальнейшему расчету положения точек контакта и боковых зазоров.

Координаты точек контакта на боковых поверхностях гребней ролика и витка червяка можно найти из решения системы уравнений (2), которая содержит шесть неизвестных и пять уравнений. При этом полученные результаты могут быть также использованы для определения боковых зазоров в зацеплении. Под боковым зазором $\Delta\varphi$ понимается свободный угол поворота вала сошки при неподвижном червяке, т. е. разность между углами поворота вала сошки при контакте различных пар боковых поверхностей, откуда уравнение для расчета боковых зазоров можно записать в следующем виде:

$$\Delta\varphi = \varphi^{(k, n)}(\alpha) - \varphi^{(k, n)}(\alpha). \quad (8)$$

По изложенным соображениям была составлена программа на языке ФОРТРАН, реализованная на ЭВМ ICL-4-62. На рис. 2 приведена блок-схема вычислительного процесса, который можно разделить на три основных этапа:

- 1) определение параметра смещения и величины натяга из условия обеспечения заданного участка беззазорного зацепления;
- 2) определение положения точек контакта на боковых поверхностях витка червяка и гребней ролика;
- 3) расчет боковых зазоров.

По разработанной программе был проведен контрольный просчет для рулевого механизма автомобиля «Москвич-2140». Уравнения боковых поверхностей гребня ролика и витка червяка соответственно в системах координат Σ_1 и Σ_2 представлены так:

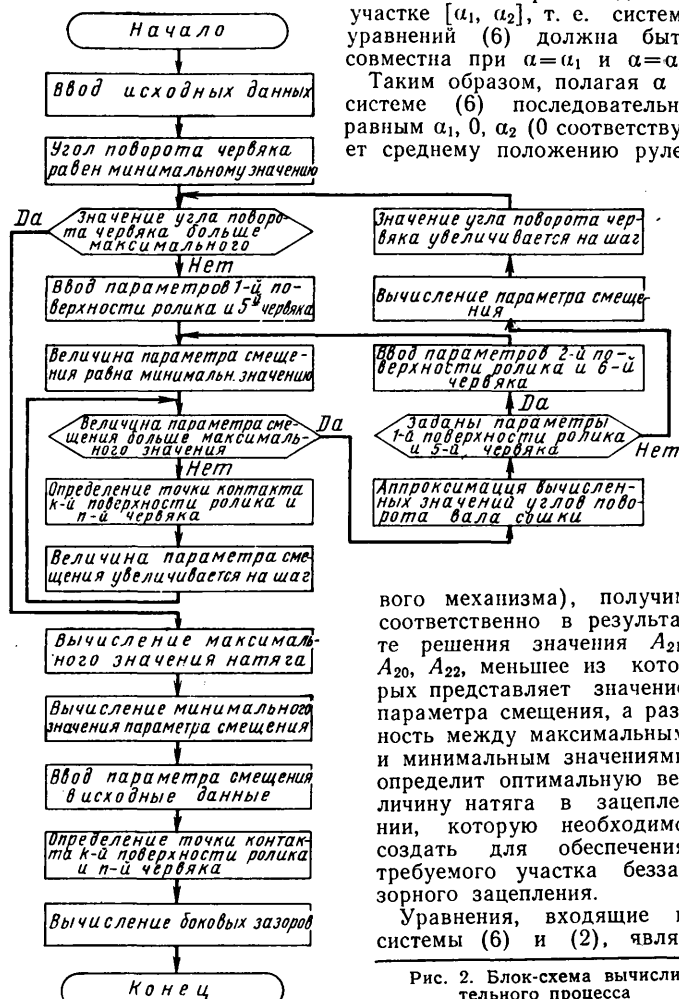
$$\begin{aligned} \bar{r}_1 = \bar{i} [u_1 \sin \gamma \cos v_1 - A] + \bar{j} [u_1 \sin \gamma \sin v_1 \cos \beta_1 - \\ - (a_p - u_1 \cos \gamma) \sin \beta_1 + A_2] + \\ + \bar{k} [u_1 \sin \gamma \sin v_1 \sin \beta_1 + (a_p - u_1 \cos \gamma) \cos \beta_1]; \quad (9) \\ \bar{r}_2 = \bar{i} [(b_0 - R \cos u_2) \cos v_2 \cos \psi_2 \cos \alpha + \\ + (b_0 - R \cos u_2) \sin v_2 (\cos \beta_2 \sin \alpha - \cos \alpha \sin \beta_2 \sin \psi_2) + \\ + (a_0 - R \sin u_2) (\sin \alpha \sin \beta_2 + \cos \alpha \cos \beta_2 \sin \psi_2) - \\ - A_u \cos \alpha] + \bar{j} [-(b_0 - R \cos u_2) \cos v_2 \sin \alpha \cos \psi_2 + \\ + (b_0 - R \cos u_2) \sin v_2 (\sin \alpha \sin \beta_2 \sin \psi_2 + \cos \alpha \cos \beta_2) + \\ + (a_0 - R \sin u_2) (\cos \alpha \sin \beta_2 - \sin \alpha \cos \beta_2 \sin \psi_2) + \\ + A_u \sin \alpha] + \bar{k} [-(b_0 - R \cos u_2) \cos v_2 \sin \psi_2 - \\ - (b_0 - R \cos u_2) \sin v_2 \cos \psi_2 \sin \beta_2 + \\ + (a_0 - R \sin u_2) \cos \psi_2 \cos \beta_2], \quad (10) \end{aligned}$$

$$\text{где } \psi_2 = \arcsin [(-bc \pm a \sqrt{a^2 + b^2 - c^2}) / (a^2 + b^2)],$$

вого механизма), получим соответственно в результате решения значения A_{21}, A_{20}, A_{22} , меньшее из которых представляет значение параметра смещения, а разность между максимальным и минимальным значениями определит оптимальную величину натяга в зацеплении, которую необходимо создать для обеспечения требуемого участка беззазорного зацепления.

Уравнения, входящие в системы (6) и (2), явля-

Рис. 2. Блок-схема вычислительного процесса



$$a = \cos \nu_2 \sin \beta_2 (b_0 \sin u_2 - a_0 \cos u_2);$$

$$b = -\sin \nu_2 (b_0 \sin u_2 - a_0 \cos u_2);$$

$$c = A_u (\sin \nu_2 \cos u_2 \cos \beta_2 - \sin u_2 \sin \beta_2) +$$

$$+ i_u \cos \beta_2 \cos \nu_2 (b_0 \sin u_2 - a_0 \cos u_2).$$

Уравнение (10) получено из условия принятой на Автозаводе им. Ленинского комсомола накатки червяка после обработки резцом. В выражениях (9) и (10) конструктивным параметрам механизма m были даны следующие значения: расстоянию между осями вала сошки и осью ролика $A = 21,25$ мм; расстоянию между осями накатного ролика и червяка $A_u = 57,0448$ мм; смещению вершины конуса ролика относительно средней плоскости ролика $a_p = 9,33$ мм; половине угла при вершине конических поверхностей 1 и 2 $\gamma = 54^\circ$; углу установки ролика $\beta_1 = 7^\circ 30'$; углу установки накатного ролика $\beta_2 = 4^\circ 30'$; координатам центра и радиусу окружности нормального сечения накатного ролика соответственно $a_0 = \pm 23,75294$ мм, $b_0 = 54,14323$ мм, $R = 22,48505$ мм; передаточному отношению при накатке $i_u = 0,05556$.

Кроме того, при переходе к неподвижной системе координат Σ_0 в уравнения боковых поверхностей вошли следующие параметры: эксцентричное смещение оси нарезки червяка относительно оси его вращения в картере $\epsilon = 0,1$ мм; расстояние между осями вращения вала сошки и червяка $A_p = 52,5$ мм, параметр возвратно-поступательного перемещения ролика $p = 0,3184$ рад.

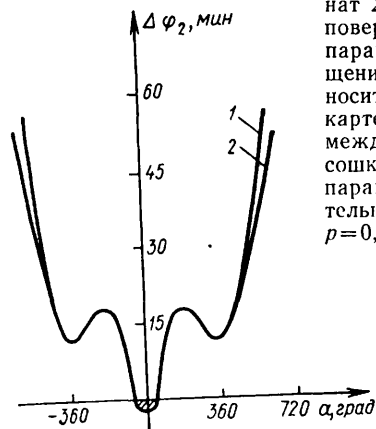


Рис. 3. График распределения боковых зазоров, построенный по экспериментальным (кривая 1) и расчетным (кривая 2) данным

Полученные результаты достаточно хорошо согласуются с экспериментальными данными. На рис. 3 приведены графики распределения деления боковых зазоров по результатам эксперимента (кривая 1) и по расчетным данным (кривая 2). Некоторое несовпадение по краям определяется тем, что в исходных уравнениях боковых поверхностей витка червяка не было предварительно учтено подрезание при обработке червяка резцом.

На рис. 4, а схематично изображена линия зацепления, характеризующая перемещение точки контакта в неподвижной системе координат Σ_0 при взаимодействии боковых поверхностей ролика и червяка.

Поскольку вал сошки с роликом имеет с целью улучшения условий зацепления в паре осевое перемещение $S = pa/i_m$ (i_m — передаточное отношение рабочей пары рулевого механизма) [2], линия зацепления несимметрична при положительных и отрицательных углах поворота червяка. На рис. 4, б перемещение точки контакта показано в подвижной системе координат Σ_1 , жестко связанной с червяком.

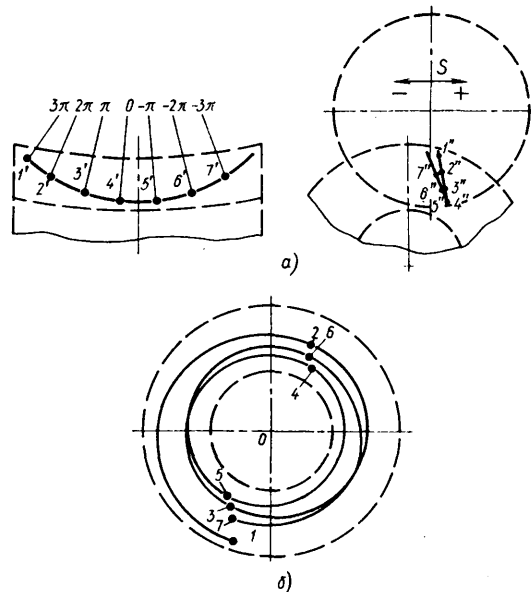


Рис. 4. Перемещение точки контакта в неподвижной (а) и в подвижной (б) системе координат

Достоинством предлагаемой методики является высокая точность, ограничиваемая лишь точностью математического описания поверхностей, возможность анализа условий зацепления в зависимости от изменения различных параметров механизма и погрешностей изготовления и сборки. Использование численных методов анализа с применением ЭВМ позволяет уже на стадии проектирования определить необходимое сочетание конструктивных параметров и технологических факторов, обеспечивающее оптимальные условия работы широко применяемого рулевого механизма типа глободный червяк — ролик.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лысов М. И. Рулевые управления автомобилей. М., «Машиностроение», 1972.
2. «Открытия, изобретения, промышленные образцы и товарные знаки», 1970, № 36 (Авт. свид. № 288569).
3. Вяткин Г. П. Обратная задача теории зацепления. Доклад на съезде по теории и геометрии зубчатых зацеплений. Л., «Наука», 1971.
4. Колотилина Т. Ф. — «Автомобильная промышленность», 1972, № 3.
5. Литвин Ф. Л. Теория зубчатых зацеплений. М., «Наука», 1968.
6. Шевелева Г. И. — В сб.: Механика машин, вып. 45, 1974.
7. Родионов С. А., Гутман Е. И. Оптимизация нелинейных систем. — В сб.: Расчет и конструирование механизмов и деталей приборов, Л., «Машиностроение», 1975.

Экспериментальное определение углов увода осей автомобиля при движении по переходным кривым

А. С. ПАРШИН

Московский автомобильно-дорожный институт

СУЩЕСТВУЕТ несколько способов определения углов увода: с помощью теодолита, «пятого» колеса, по меткам гидроотметчика, по следам шин, расчетным путем (например, по скорости поперечного смещения осей автомобиля) и т. п. Большинство из них применялось для определения углов увода осей автомобиля при движении по кругу с постоянной скоростью. Ввиду того, что экспериментально определять углы увода при неустановившемся движении затруднительно, ограничивается исследование процессов движения в наименее изученной области движения автомобиля и создаются трудности при проверке аналитических исследований экспериментальным путем. С использованием «пятого» колеса в качестве датчика

угла увода осей возникает ошибка при экспериментальных исследованиях из-за влияния длины дышла этого колеса на результат измерений.

Рассмотрим способ определения углов увода осей автомобиля при его неустановившемся движении по переходным кривым. В качестве переходной кривой выбрана клотонда. С использованием зависимостей, которые применяют при расчетах переходных кривых на автомобильных дорогах Советского Союза, рассчитаны, а затем на испытательном участке дороги построены переходные кривые.

На полотне дороги кривые наносили белой краской в виде точек с шагом в 1 или 2 м.

При движении автомобиля по переходной кривой на полотно дороги наносилась с помощью гидроотметчика траектория движения какой-либо точки автомобиля.

Отклонения действительной траектории движения автомобиля от заданной (теоретической, нанесенной на полотно дороги) заносили в таблицы, причем отмечали не только отклонения вправо или влево, но и положение каждого следа в продольном направлении в начале движения. Кроме того, на ленте осциллографа записывали параметры движения автомобиля: угол поворота θ_1 одного из управляемых колес, который принят равным среднему углу поворота управляемых колес автомобиля; курсовой угол γ ; скорость автомобиля v ; поперечное ускорение j_{π} центра тяжести автомобиля.

Углы увода определять значительно проще, если форсунки устанавливать под двумя осями. Однако в этом случае резко увеличивается трудоемкость обработки нанесенных траекторий и составления таблиц и, кроме того, возможны ошибки при обработке траекторий, нанесенных двумя форсунками одновременно. Из двух вариантов установки форсунки (под передней или задней осью) в работе рассмотрена методика определения углов увода осей при установке форсунки под передней осью.

И. Идеальный вариант — средняя точка передней оси перемещается по теоретической кривой (рис. 1). Уравнение кривой в параметрической форме в общем виде следующее:

$$\begin{aligned} y &= f(S); \\ x &= \varphi(S), \end{aligned} \quad (1)$$

где S — длина кривой от начала координат до точки с координатами (x, y) .

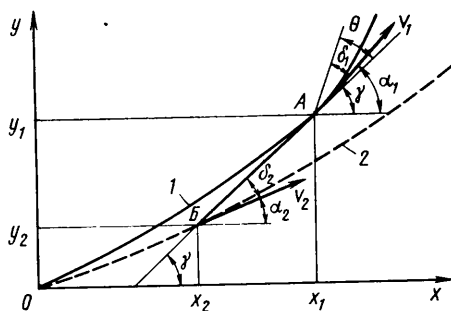


Рис. 1. Схема к расчету углов увода при движении середины передней оси по теоретической кривой:
1, 2 — соответственно реальная и теоретическая траектории движения;
A, B — центры соответственно передней и задней осей

Для любого фиксированного значения S угол δ_1 определяются из выражения

$$\gamma = \alpha_1 - \theta_1 + \delta_1. \quad (2)$$

Следовательно,

$$\delta_1 = \theta_1 - \alpha_1 + \gamma. \quad (3)$$

Для угла α_1 справедлива зависимость

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{dy_1}{dx_1} = \frac{dS}{dx_1}. \quad (4)$$

Тогда

$$\alpha_1 = \arctg \frac{dy_1}{dx_1}. \quad (5)$$

Углы θ_1 и γ необходимо измерять при дорожных испытаниях автомобиля, а затем определять аппроксимирующие зависимости. Для вычислений на ЭЦВМ удобнее иметь аппроксимирующие выражения в форме полиномов определенной степени, так как, задавая определенную высокую степень полинома, можно получать достаточно высокую степень точности аппроксимации.

Для вычисления углов θ_1 и γ используем формулы

$$\begin{aligned} \theta_1 &= \sum_{k=0}^K a_k S^k; \\ \gamma &= \sum_{p=0}^P b_p S^p, \end{aligned} \quad (6)$$

где K, P — степень полинома для вычисления соответственно углов θ_1 и γ ;

$a_k (k=1, \dots, K), b_p (p=1, \dots, P)$ — постоянные коэффициенты при фиксированных условиях эксперимента.

Обычно степень полинома при практических расчетах не превышает 5—7. Значения коэффициентов определяют методом наименьших квадратов.

Определим значения угла δ_1 для случая, когда кривая является клотоидой в тех точках, которым определены экспериментально найденные значения углов θ_1 и γ . Уравнения клотоиды в параметрической форме в этом случае имеют вид

$$\begin{aligned} y_1 &= a \sqrt{\pi} \int_0^{\tau} \sin \frac{\pi l^2}{2} dl; \\ x_1 &= a \sqrt{\pi} \int_0^{\tau} \cos \frac{\pi l^2}{2} dl; \quad l = \frac{S}{a \sqrt{\pi}}, \end{aligned} \quad (7)$$

где a — параметр клотоиды;

l — база автомобиля;

τ — фиксированное значение переменной l .

По условию клотоида сопрягается с окружностью. Тогда уравнение клотоиды примет вид

$$S = \frac{a^2}{r},$$

где r — радиус кривизны.

Для точки сопряжения

$$L = \frac{a^2}{R},$$

где L — общая длина клотоиды;

R — радиус окружности.

Следовательно, $a^2 = LR$.

С учетом уравнений (7) выражение (4) можно записать следующим образом:

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha_1 &= \frac{dy_1/dl}{dx_1/dl} = \frac{a \sqrt{\pi} \sin \frac{\pi l^2}{2}}{a \sqrt{\pi} \cos \frac{\pi l^2}{2}} = \operatorname{tg} \frac{\pi l^2}{2}; \\ \alpha_1 &= \frac{\pi l^2}{2} = \frac{\pi}{2} \left(\frac{S}{a \sqrt{\pi}} \right)^2 = \frac{S^2}{2a^2}. \end{aligned} \quad (8)$$

Подставляя в уравнения (8) выражение для a^2 , получим окончательно

$$\alpha_1 = \frac{S^2}{2RL} \text{ рад.} \quad (9)$$

Тогда

$$\delta_1 = \gamma + \theta_1 - \frac{S^2}{2RL} 57,3 \text{ град.} \quad (10)$$

Исходные данные и результаты вычислений по формуле (10) сведены в таблицу.

| Путь в м | θ | γ | α_1 | δ_1 |
|----------|----------|----------|------------|------------|
| 1 | 2°10' | 0° | 0°7' | 2°3' |
| 4 | 4.40 | 2.30 | 2.0 | 5.10 |
| 7 | 6.15 | 8.0 | 6.6 | 8.9 |
| 10 | 9.40 | 15.30 | 14.6 | 11.4 |

Для определения углов увода осей по идеализированной схеме движения из экспериментального материала были выбраны заезды, в которых траектория средней точки передней оси совпадала с расчетной кривой (т. е. клотоидой, нанесенной на дорогу краской).

Для любого фиксированного значения S угол δ_2 определяют из выражения

$$\delta_2 + \alpha_2 = \gamma.$$

Следовательно,

$$\delta_2 = \gamma - \alpha_2. \quad (11)$$

Для угла α_2 справедлива зависимость

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{dy_2}{dx_2} = \frac{dS}{dx_2}. \quad (12)$$

Тогда

$$\alpha_2 = \arctg \frac{dy_2}{dx_2}. \quad (13)$$

Вместе с тем

$$\begin{aligned} y_2 &= y_1 - l \sin \gamma; \\ x_2 &= x_1 - l \cos \gamma, \end{aligned} \quad (14)$$

или

$$\begin{aligned} y_2(S) &= y_1(S) - l \sin \gamma; \\ x_2(S) &= x_1(S) - l \cos \gamma. \end{aligned} \quad (15)$$

Если кривая является клотондой, то

$$\begin{aligned} y_2 &= a \sqrt{\pi} \int_0^{\tau} \sin \frac{\pi l^2}{2} dl - l \sin \gamma; \\ x_2 &= a \sqrt{\pi} \int_0^{\tau} \cos \frac{\pi l^2}{2} dl - l \cos \gamma. \end{aligned}$$

Чтобы найти производные, необходимые для определения угла α_2 , нужно знать зависимость угла γ от длины кривой S , например использовать аппроксимацию (6).

Тогда

$$\begin{aligned} \frac{dy_2}{dS} &= \left(a \sqrt{\pi} \sin \frac{\pi l^2}{2} \right) \frac{1}{a \sqrt{\pi}} - \\ &- l \left\{ \left[\cos \left(\sum_{p=0}^P b_p S^p \right) \right] \left(\sum_{p=0}^P p b_p S^{p-1} \right) \right\}; \\ \frac{dx_2}{dS} &= \left(a \sqrt{\pi} \cos \frac{\pi l^2}{2} \right) \frac{1}{a \sqrt{\pi}} + \\ &+ l \left\{ \left[\sin \left(\sum_{p=0}^P b_p S^p \right) \right] \left(\sum_{p=0}^P p b_p S^{p-1} \right) \right\}. \end{aligned} \quad (16)$$

II. Реальный вариант — средняя точка передней оси отклоняется от теоретической кривой. Если в произвольный момент времени координаты средней точки передней оси x_1 , y_1 отклонились от кривой, то для их определения пользуются формулами

$$\begin{aligned} x_1 &= x_1(S) + \Delta x(S); \\ y_1 &= y_1(S), \end{aligned} \quad (17)$$

где $x_1(S)$, $y_1(S)$ — координаты теоретической кривой.

Эти координаты получены следующим образом: из точки x_1 или y_1 проводится прямая, параллельная оси x , до пересечения с теоретической кривой, и затем измеряется расстояние Δx от точки x_1 или y_1 до точки пересечения прямой с этой кривой, а также расстояние S от начала теоретической кривой до точки пересечения.

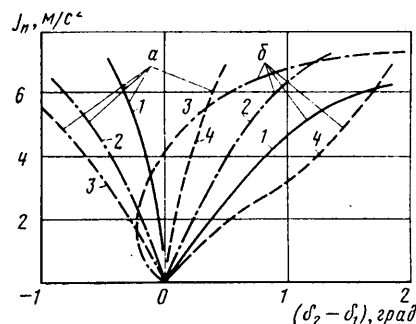


Рис. 2. Зависимость разности углов увода осей от поперечного ускорения:

a — движение накатом по переходной кривой ($\frac{d\theta_1}{dt} = 0,04$ рад/с);
 b — круговое движение; 1 — радиальные шины; 2 — диагональные шины; 3 — первая ось — диагональные шины; вторая ось — радиальные шины; 4 — первая ось — радиальные шины; вторая ось — диагональные шины

В результате измерений получен набор точек $x_1^{(i)}$ ($i=1, \dots, n$), зависящих от расстояния $S^{(i)}$ ($i=1, \dots, n$), через которые можно провести аппроксимирующую кривую вида $x = \varphi^*(1)$.

Если для аппроксимации использовать полином, то получим

$$x_1 = \sum_{z=0}^Z h_z S^z, \quad (18)$$

где Z — степень полинома;

h_z ($z=0, \dots, Z$) — постоянные коэффициенты.

При таком способе измерения отклонений Δx и длины дуги нет необходимости определять зависимость для величины y_1 , так как она остается прежней, т. е.

$$y_1 = f(S).$$

Имея выражения для x_1 и y_1 , в дальнейшем при определении углов δ_1 и δ_2 поступают так же, как изложено в варианте I. Испытания проводили на автомобиле ГАЗ-24, оборудованном регистрирующей аппаратурой и гидроотметчиком траектории. Для облегчения расчета углов увода по экспериментальным данным использовали ЭВМ. Результаты расчета приведены на рис. 2.

Из графиков видно, что степень поворачиваемости в большей мере зависит от режима движения. В некоторых случаях при равной величине поперечного ускорения степень поворачиваемости имеет противоположный знак для кругового движения и движения по переходной кривой накатом. Объясняется это в основном наличием значительной тяговой силы на ведущих колесах при движении автомобиля по круговой траектории.

Таким образом, для всесторонней оценки поворачиваемости автомобиля нельзя при испытаниях ограничиваться только круговым движением.

УДК 629.113-585.2

Определение динамической нагруженности трансмиссии и работы буксования муфты сцепления при трогании автомобиля с места

Д-р техн. наук В. М. СЕМЕНОВ,

канд. техн. наук С. И. КОНДРАШКИН, С. П. КОНТАНИСТОВ

НАМИ

ОСНОВНАЯ цель большинства работ, посвященных исследованию процесса трогания автомобиля с места, — экспериментальное или теоретическое определение максимальных динамических нагрузок в силовой передаче автомобиля [1]. В них показано, что на упругие моменты в трансмиссии и на работу буксования муфты сцепления значительно влияет темп включения сцепления. Однако слабо отражен вопрос влияния закона изменения момента трения в муфте сцепления и темпа нарастания крутящего момента двигателя как на динамическую нагруженность трансмиссии, так и на работу буксования муфты сцепления. Не раскрыто влияние соотношения темпов включения муфты сцепления и нарастания крутящего момента

двигателя (то и другое зависит от водителя) на протекание процесса трогания автомобиля с места. В связи с необходимостью автоматизации управления автомобилем эти вопросы в настоящее время становятся актуальными.

Для изучения названных выше вопросов была разработана математическая модель процесса трогания автомобиля с места. При выборе эквивалентной динамической схемы системы, движение которой рассматривается при неустановившихся состояниях, возникающий колебательный процесс зависит от свободных колебаний системы, определяемых начальными условиями движения и параметрами системы. Зачастую выяснить влияние роли отдельных параметров, связанных с упрощением эк-

вивалентной динамической схемы, можно только после получения соответствующих решений. Это объясняется тем, что во время неустановившегося движения автомобиля изменение нагрузки, возникающей в упругих связях, является результатом наложения колебаний системы с частотами нескольких форм. В некоторых случаях возможно совпадение любых их значений, что при определенных соотношениях амплитуд отдельных колебаний может вызвать существенное изменение усилий в упругих связях.

Анализ работ, посвященных исследованию переходных режимов, показывает, что величины максимальных нагрузок определяются в основном тремя низшими частотами собственных колебаний системы. Следовательно, при определении максимальных нагрузок в трансмиссии автомобиля достаточно ограничиться рассмотрением четырехмассовой динамической расчетной схемы.

Задача моделирования процесса трогания автомобиля с места — многоструктурная. Это означает, что в различные периоды времени характер нагружения трансмиссии автомобиля описывается различными дифференциальными уравнениями движения, которым соответствуют свои расчетные схемы (рис. 1 а, б, в).

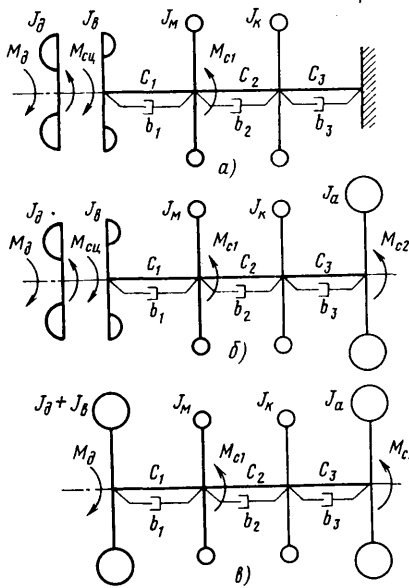


Рис. 1. Расчетная динамическая схема:

J_d, J_v, J_m, J_k, J_a — соответственно моменты инерции маховика вместе с вращающимися частями двигателя, ведомого диска сцепления, деталей коробки передач, раздаточной коробки, главной передачи и карданных валов колес автомобиля, моста автомобиля; C_1, C_2, C_3 — соответственно крутильные жесткости ведомого вала сцепления вместе с демпфером и карданным валом, полуосей, шин; b_1, b_2, b_3 — коэффициенты демпфирования соответствующих участков трансмиссии

В первоначальный момент времени ($t=0$), когда автомобиль стоит, нагружение (закручивание) трансмиссии автомобиля выражается следующими дифференциальными уравнениями (рис. 1, а):

$$\begin{aligned} J_d \ddot{\varphi}_d &= M_d - M_{сц}; \\ J_v \ddot{\varphi}_v + C_1 (\varphi_v - \varphi_m) + b_1 (\dot{\varphi}_v - \dot{\varphi}_m) &= M_{сц}; \\ J_m \ddot{\varphi}_m - C_1 (\varphi_v - \varphi_m) - b_1 (\dot{\varphi}_v - \dot{\varphi}_m) + C_2 (\varphi_m - \varphi_k) + \\ &+ b_2 (\dot{\varphi}_m - \dot{\varphi}_k) = -M_{сц}; \\ J_k \ddot{\varphi}_k - C_2 (\varphi_m - \varphi_k) - b_2 (\dot{\varphi}_m - \dot{\varphi}_k) + C_3 (\varphi_k - \varphi_a) + \\ &+ b_3 (\dot{\varphi}_k - \dot{\varphi}_a) = 0; \\ \dot{A}_{сц} &= M_{сц} |\dot{\varphi}_d - \dot{\varphi}_v|, \end{aligned} \quad (1)$$

где $\varphi_d, \varphi_v, \varphi_m, \varphi_k, \dot{\varphi}_d, \dot{\varphi}_v, \dot{\varphi}_m, \dot{\varphi}_k, \ddot{\varphi}_d, \ddot{\varphi}_v, \ddot{\varphi}_m, \ddot{\varphi}_k$ — обобщенные координаты угловых перемещений, скоростей и ускорений соответствующих моментов инерции; $M_{сц} = M_{сц}(t)$ — момент трения муфты сцепления; $M_{с1} = kC_1(\varphi_v - \varphi_m)$ — момент сопротивления, связанный с КПД коробки передач, раздаточной коробки и мостов. Для момента $M_{с1}$

$$k = \frac{i_{р.к} i_{гп} (1 - \eta_k) + i_{р.к} (1 - \eta_{р.к}) + (1 - \eta_m)}{i_k i_{р.к} i_{гп}},$$

где $i_k, i_{р.к}, i_{гп}$ — передаточные числа коробки передач, раздаточной коробки и главной передачи;

$\eta_k, \eta_{р.к}, \eta_m$ — КПД коробки передач, раздаточной коробки и моста.

При исследовании процесса трогания автомобиля с места должен задаваться режим работы двигателя. Известно, что крутящий момент двигателя зависит от положения органа подачи топлива, частоты вращения и угла поворота коленчатого вала двигателя, т. е. крутящий момент двигателя является функцией трех координат $M_d = f(h, \varphi_d, \varphi_l)$, заданной в некоторой подобласти трехмерного Евклидова пространства E^3 . Эта область ограничена по φ_d минимально устойчивыми и максимальными частотами вращения коленчатого вала двигателя и по величине хода h органа подачи топлива ($0 \leq h \leq l$). Поскольку неравномерность работы двигателя не учитывалась, крутящий момент двигателя зависел лишь от величины h хода органа подачи топлива и частоты вращения коленчатого вала двигателя φ_d , т. е. $M_d = f(h, \varphi_d)$ и изображается в виде двумерной гладкой поверхности в трехмерном пространстве. Поверхность $M_d = f(h, \varphi_d)$ можно считать как бы сотканной из частичных характеристик двигателя.

Задавая закон изменения положения органа подачи топлива в виде функции времени $h = \varphi(t)$ и решая задачу динамики трогания автомобиля с места, определив тем самым изменение частоты вращения коленчатого вала двигателя по времени $\varphi_d = \psi(t)$, можно изобразить в Евклидовом пространстве E^3 параметрическую кривую $h = \varphi(t), \varphi_d = \psi(t)$ и $M_d = f(h, \varphi_d) = M_d(t)$. Это будет некоторая кривая на поверхности частичных характеристик.

В данном случае принята упрощенная постановка задачи. Считается, что заданы внешняя скоростная характеристика двигателя в виде параболы $M_{ск} = M_n (a \dot{\varphi}_d^2 + b \dot{\varphi}_d + c)$ (M_n, a, b, c — коэффициенты для приближенного задания внешней скоростной характеристики двигателя) и закон нарастания крутящего момента двигателя $K_d = t/T_d$ при $t < T_d$, а также $K_d = 1$ при $t \geq T_d$ (T_d — время нарастания крутящего момента двигателя).

Такая поверхность является конической.

Уравнения (1) справедливы до того момента, пока упругий момент $C_3 \varphi_k$ на колесе не превысит момента сопротивления покоя. Если момент сопротивления покоя равен утроенному моменту сопротивления движению, т. е. $C_3 \varphi_k > 3M_{с2}$, автомобиль начинает движение и уравнения (1) примут следующий вид (расчетная схема для этого случая показана на рис. 1, б):

$$\begin{aligned} J_d \ddot{\varphi}_d &= M_d - M_{сц}; \\ J_v \ddot{\varphi}_v + C_1 (\varphi_v - \varphi_m) + b_1 (\dot{\varphi}_v - \dot{\varphi}_m) &= M_{сц}; \\ J_m \ddot{\varphi}_m - C_1 (\varphi_v - \varphi_m) - b_1 (\dot{\varphi}_v - \dot{\varphi}_m) + C_2 (\varphi_m - \varphi_k) + \\ &+ b_2 (\dot{\varphi}_m - \dot{\varphi}_k) = -M_{сц}; \\ J_k \ddot{\varphi}_k - C_2 (\varphi_m - \varphi_k) - b_2 (\dot{\varphi}_m - \dot{\varphi}_k) + C_3 (\varphi_k - \varphi_a) + \\ &+ b_3 (\dot{\varphi}_k - \dot{\varphi}_a) = 0; \\ J_a \ddot{\varphi}_a - C_3 (\varphi_k - \varphi_a) - b_3 (\dot{\varphi}_k - \dot{\varphi}_a) &= -M_{с2}; \\ \dot{A}_{сц} &= M_{сц} |\dot{\varphi}_d - \dot{\varphi}_v|. \end{aligned} \quad (2)$$

Момент сопротивления движению автомобиля при этом равен

$$M_{с2} = \frac{(G_a f_k + K_a F v^2) r_k}{i_k i_{р.к} i_{гп}},$$

где G_a — масса автомобиля; f_k — коэффициент сопротивления качению; K_a — аэродинамический коэффициент; F — поперечное сечение автомобиля; v — скорость движения автомобиля; r_k — радиус качения ведущих колес автомобиля.

Когда скорости φ_d и φ_v сравняются, будем считать, что происходит замыкание муфты сцепления. Этому случаю соответствуют уравнения, для которых расчетная схема приведена на рис. 1, в

$$\begin{aligned} (J_d + J_v) \ddot{\varphi}_{д,в} + C_1 (\varphi_{д,в} - \varphi_m) + b_1 (\dot{\varphi}_{д,в} - \dot{\varphi}_m) &= M_d; \\ J_m \ddot{\varphi}_m - C_1 (\varphi_{д,в} - \varphi_m) - b_1 (\dot{\varphi}_{д,в} - \dot{\varphi}_m) + C_2 (\varphi_m - \varphi_k) + \\ &+ b_2 (\dot{\varphi}_m - \dot{\varphi}_k) = -M_{сц}; \\ J_k \ddot{\varphi}_k - C_2 (\varphi_m - \varphi_k) - b_2 (\dot{\varphi}_m - \dot{\varphi}_k) + C_3 (\varphi_k - \varphi_a) + \\ &+ b_3 (\dot{\varphi}_k - \dot{\varphi}_a) = 0; \\ J_a \ddot{\varphi}_a - C_3 (\varphi_k - \varphi_a) - b_3 (\dot{\varphi}_k - \dot{\varphi}_a) &= -M_{с2}; \quad \dot{A}_{сц} = 0. \end{aligned} \quad (3)$$

При выполнении условия $|M_d - J_{д.в}| > M_{сц}$ вместо системы уравнений (3) решают систему уравнений (2), причем конечные результаты решения для одной структуры являются начальными условиями для другой.

Указанная выше методика исследования процесса трогания автомобиля с места реализована в виде программы расчета на ЭЦВМ. Программа написана на алгоритмическом языке ФОРТРАН. Ее структура позволяет легко менять исходные данные расчета, начальные условия, законы нарастания момента двигателя и сцепления. В результате расчета получают: текущее время, частоту вращения коленчатого вала двигателя и ведомой части сцепления, моменты двигателя и сцепления, работу буксования муфты сцепления, пройденный путь, скорость, ускорение автомобиля, упругие моменты во всех звеньях, приведенные к двигателю, моменты сопротивления.

Исследованиям подвергался полноприводный автомобиль общим весом 20 т типа 6×6 с отключенным передним мостом. Параметры расчетной схемы определены для случая, когда в коробке передач включена вторая передача, что соответствует режиму трогания автомобиля на ровной твердой дороге. Четырехмассовая расчетная схема получена редукцией из одиннадцатимассовой способом парциальных частот. При расчете на ЭЦВМ собственных частот колебаний [2—3] для одиннадцатимассовой системы получены следующие частоты (в Гц): 1,253; 11,23; 11,91; 16,83; 42,07; 66,62; 75,2; 87,26; 107,3; 114,9, а для расчетной четырехмассовой схемы: 1,256; 11,261; 16,933. Первые три собственные частоты указанных систем практически не отличаются, следовательно, метод редукции выбран удачно.

Для исследования влияния характера изменения момента трения муфты сцепления на величины максимальных динамических нагрузок в трансмиссии и на работу буксования муфты сцепления на режиме трогания автомобиля с места были выбраны четыре закона: линейный, параболический выпуклостью вверх, параболический выпуклостью вниз и косинусоидальный. Последний был выбран с целью проверки гипотезы, заключающейся в том, что при косинусоидальном законе нарастания момента трения муфты сцепления максимальные нагрузки в трансмиссии при трогании автомобиля с места наименьшие.

Законы изменения момента трения муфты сцепления описываются следующими уравнениями (при $t < T_6$):

1) линейный

$$M_{сц}(t) = M_{\max} \frac{t}{T_6};$$

2) параболический выпуклостью вверх

$$M_{сц}(t) = M_{\max} \left[1 - \frac{(t - T_6)^2}{T_6^2} \right]; \quad (4)$$

3) косинусоидальный

$$M_{сц}(t) = 0,5 M_{\max} \left(1 - \cos \pi \frac{t}{T_6} \right);$$

4) параболический выпуклостью вниз

$$M_{сц}(t) = M_{\max} \frac{t^2}{T_6^2},$$

а при $t \geq T_6$ $M_{сц} = M_{\max}$ угловая

где t — текущее время;

T_6 — время включения муфты сцепления.

При расчетах время нарастания момента трения муфты сцепления до максимального значения принималось равным (в с): 0,0625; 0,125; 0,25; 0,5; 1; 2; 3; 4; 5. Крутящий момент двигателя, изменяясь по линейному закону, достигал максимального значения за 1 с. Начальная угловая частота вращения коленчатого вала двигателя составляла 150 рад/с.

На рис. 2 представлены результаты проведенных расчетов. Исследования показали, что характер изменения момента трения муфты сцепления влияет как на величину максимального упругого момента, так и на работу ее буксования, причем чем больше время включения сцепления, тем больше заметно влияние. При резком включении муфты сцепления ($T_6 < 0,5$ с) закон изменения момента ее трения почти не влияет на максимальные упругие моменты и на величину работы ее буксования. Сравнивая результаты расчетов при различных законах изменения момента трения муфты сцепления с линейным законом, можно прийти к следующим выводам.

При параболическом выпуклостью вверх законе изменения момента трения муфты сцепления работа ее буксования меньше, чем при линейном законе, а максимальный упругий момент почти не отличается от пикового значения при линейном

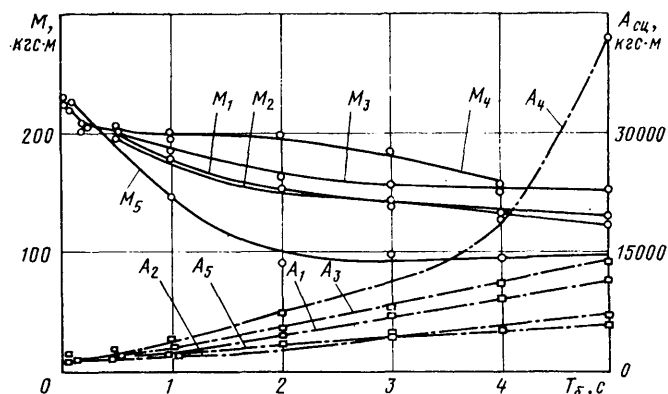


Рис. 2. Влияние темпа включения муфты сцепления на динамическую нагруженность трансмиссии и работу буксования муфты сцепления

законе. При параболическом выпуклостью вниз законе как работа буксования муфты сцепления, так и максимальный упругий момент — наибольшие. Расчет показал также, что косинусоидальный закон изменения момента трения не дает преимуществ по сравнению с линейным.

Максимальных значений динамический момент в трансмиссии достигает тогда, когда время нарастания момента трения менее 0,0625 с. При этом величина упругого момента на первичном вале составляет 220—230 кгс·м. Поскольку статический момент трения муфты сцепления M_{\max} равен 200 кгс·м, эти нагрузки составляют 110—115% от M_{\max} . При уменьшении времени нарастания момента трения муфты сцепления развитие больших нагрузок замедляется, так как муфта сцепления начинает пробуксовывать.

Анализ результатов расчета (рис. 2) показал, что наименьшее буксование происходит при нарастании момента трения муфты сцепления по параболе выпуклостью вверх, а максимальный упругий момент остается таким же, как и при линейном законе нарастания момента трения муфты сцепления. Чтобы определить пути снижения максимального упругого момента в трансмиссии при трогании автомобиля с места, был исследован еще один закон, описываемый многочленом третьей степени. При указанном законе нарастания момента трения муфты

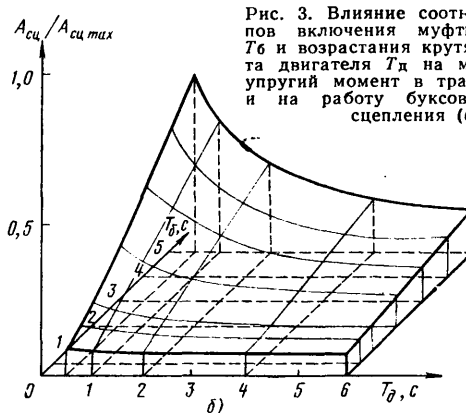
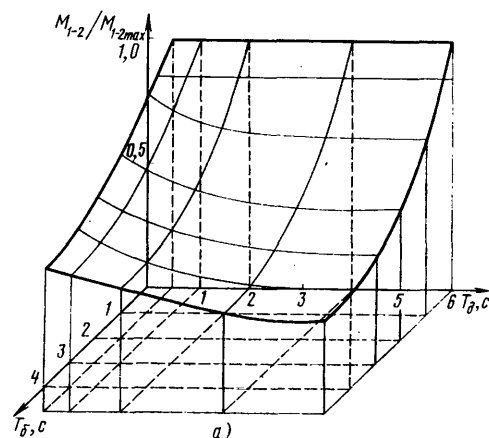


Рис. 3. Влияние соотношения темпов включения муфты сцепления T_6 и возрастания крутящего момента двигателя T_d на максимальный упругий момент в трансмиссии (а) и на работу буксования муфты сцепления (б)

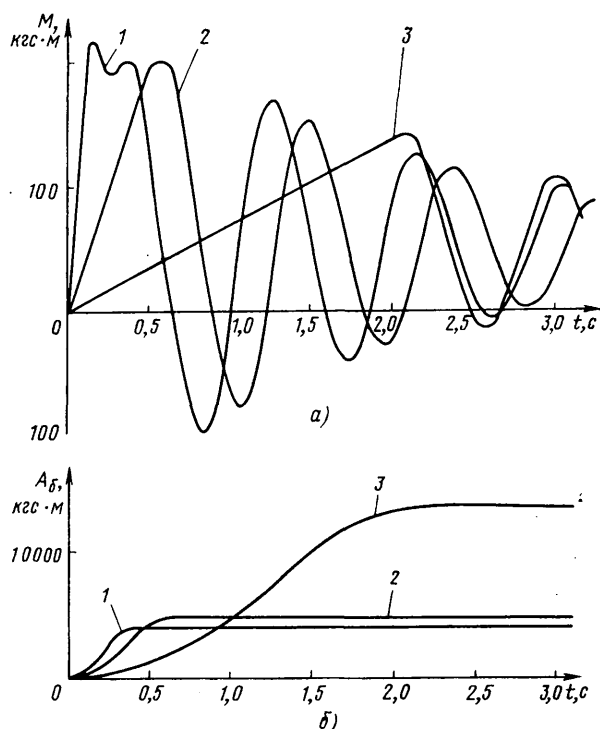


Рис. 4. Характер колебаний упругого момента (а) и величины работы буксования муфты сцепления (б) при трогании автомобиля с места в зависимости от темпа включения муфты сцепления

сцепления достигается как минимальная работа буксования муфты сцепления, так и минимальный упругий момент в трансмиссии (рис. 2, кривые M_5 и A_5). В данном случае не решалась задача нахождения оптимального закона нарастания момента трения муфты сцепления. Однако на основании проведенных расчетов можно сделать вывод, что характер оптимального закона нарастания момента трения муфты сцепления близок к закону, описываемому многочленом третьей степени вида

$$M_{\text{сц}}(t) = M_{\text{max}} \frac{1}{2} \left[\left(2 \frac{t}{T_6} - 1 \right)^3 + 1 \right]. \quad (5)$$

Физически нарастание момента трения муфты сцепления по формуле (5) выглядит так: сначала момент трения интенсивно растет, затем в течение некоторого времени остается постоянным (педаль включения муфты сцепления удерживается в среднем положении), далее вновь довольно быстро растет до максимального значения.

При трогании автомобиля с места водитель управляет педалями включения муфты сцепления и подачи топлива. С помощью приведенной математической модели было исследовано влияние соотношения между темпами нарастания момента трения муфты сцепления и крутящего момента двигателя за счет увеличения подачи топлива на переходный процесс трогания автомобиля с места. Законы нарастания момента трения муфты сцепления и крутящего момента двигателя приняты линейными. Результаты расчета приведены на рис. 3.

Максимальная величина упругого динамического момента трансмиссии прежде всего зависит от темпа включения муфты

сцепления. При резком включении темп нарастания крутящего момента двигателя не влияет на величину максимального упругого динамического момента, а при плавном включении упругий момент в трансмиссии тем меньше, чем медленнее увеличивается крутящий момент двигателя (рис. 3, а). Максимальная работа буксования муфты сцепления происходит при быстром росте крутящего момента двигателя и медленном нарастании момента трения в муфте сцепления, а при резком трогании автомобиля с места темп нарастания крутящего момента двигателя существенно влияет на работу буксования сцепления (рис. 3, б).

На рис. 4, а для примера приведены кривые упругого момента в трансмиссии, а на рис. 4, б — кривые буксования муфты сцепления, построенные по результатам расчета на ЭЦВМ, при трех вариантах трогания исследуемого автомобиля с места. На рис. 4, а, б кривые 1 для времени включения сцепления $T_6 = 0,125$ с, кривые 2 для $T_6 = 0,5$ с, а кривые 3 для $T_6 = 3$ с.

В работе [4] показано на основе обработки более 1500 осциллограмм, что при нормальном эксплуатационном трогании автомобиля с места момент трения муфты сцепления нарастает по второму закону параболы. Такой же закон нарастания момента трения муфты сцепления обеспечивают и сервомеханизмы. Как видно из рис. 2, при этом законе нарастания момента трения муфты сцепления работа буксования ее минимальна по сравнению с исследуемыми. Однако нарастание момента трения муфты сцепления по закону, выраженному уравнением (5), дает практически такое же значение работы буксования, что и второй закон. Вместе с тем максимальный упругий момент в трансмиссии на 30% меньше, чем при этом законе. Результаты расчета, приведенные в данной работе, показывают, насколько целесообразно выбран закон управления муфтой сцепления, выраженный уравнением (5), с целью обеспечения как минимальной нагруженности трансмиссии, так и минимальной работы буксования при трогании автомобиля с места.

Таким образом, разработанная методика и программы позволяют производить расчеты на ЭЦВМ для конструкторских бюро заводов с целью определения динамической нагруженности трансмиссий и работы буксования муфт сцепления автомобилей как выпускаемых, так и вновь проектируемых (на стадии проектно-конструкторских работ).

Методика позволяет проводить расчеты с помощью ЭВМ, комплексно оценивать влияние основных конструктивных параметров систем «двигатель — трансмиссия — движитель — ходовая часть» автомобилей (мощности двигателя, размера колес, передаточных чисел трансмиссии, собственных частот системы и т. д.) как на их динамические качества и нагруженность трансмиссии, так и на работу буксования муфт сцепления.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Цитович И. С., Островерхов Н. Л. Расчет динамических нагрузок в трансмиссиях автомобилей. Применение математических машин при конструировании и исследовании автомобилей и двигателей. Материалы Второго Всесоюзного совещания. Т. 1. ОНТИ—НАМИ, М., 1966.
2. Семенов В. М., Кондрашкин С. И., Контанисов С. П. — «Автомобильная промышленность», 1976, № 4.
3. Тольский В. Е., Корчемный Л. В., Латышев Г. В., Минкин Л. В. Колебания силового агрегата. М., «Машиностроение», 1976.
4. Щеренков Г. М., Пыжев Л. М. Расчет работы трения при включении автомобильного сцепления. — «Труды ГСКБ по автобусам», Львов, 1974.

УДК 629.113-592.6

Расчетное определение продольных и боковых реакций при движении тормозящего колеса с уводом

Канд. техн. наук М. А. ПЕТРОВ,

канд. техн. наук В. Д. БАЛАКИН, Ю. В. ТЮНЕВ

Сибирский автомобильно-дорожный институт

ПРИ АНАЛИЗЕ рабочего процесса противоблокировочных систем возникает необходимость определять расчетным путем боковые R_y и продольные R_x реакции опорной поверхности, действующие на тормозящее колесо (рис. 1).

Использование для этих целей моделей эластичного колеса, получаемых на основе рассмотрения условий деформации элементов протектора и каркаса шины, связано со значительными затруднениями из-за необходимости учитывать величину и

направление скорости скольжения по всей зоне контакта. Последнее оправдывает попытки расчетного определения горизонтальных реакций для рассматриваемого режима качения через суммарное проскальзывание [1], которое является обобщенной кинематической характеристикой колеса при движении его по плоскости.

Согласно приведенной схеме (рис. 1) проскальзывание колеса равно:

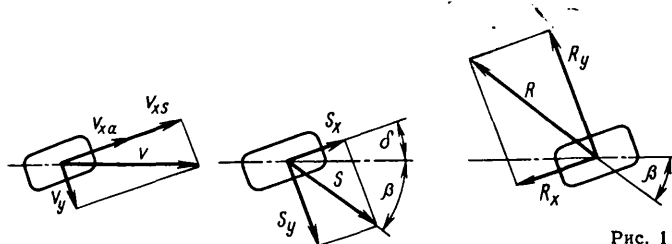


Рис. 1

в плоскости качения (продольное)

$$S_x = \frac{v_{xs}}{v},$$

в поперечной плоскости (боковое)

$$S_y = \frac{v_y}{v},$$

суммарное

$$S = \sqrt{S_x^2 + S_y^2},$$

где v_{xs} — условная скорость проскальзывания, определяемая как разность поступательных скоростей ведомого и тормозящего колес в плоскости вращения;
 v — скорость движения колеса при наличии угла увода;
 v_y — скорость бокового смещения колеса.

Анализ данных, опубликованных в работах [2—4], а также экспериментального материала, полученного авторами, позволяет допустить, что векторы суммарного проскальзывания S и реакции R лежат в одной плоскости, составляющей угол β с направлением вектора скорости \vec{v} .

Это допущение позволяет определять силовые и кинематические параметры движения колеса во всем диапазоне углов увода и проскальзываний по экспериментальной зависимости коэффициента горизонтальной реакции от проскальзывания $\varphi = f(S)$. Эта зависимость может быть получена или для тормозного режима плоского качения $\varphi^x = f(S_x)$, или для ведомого режима качения при различных углах увода $\varphi^y = f(\delta)$.

На рис. 2 приведены данные зависимости, полученные в установившемся режиме качения на стенде с беговым барабаном [5] для колеса с шиной размера 6,7—15 модели И-194 (вертикальная нагрузка при испытаниях 450 кгс, внутреннее давление воздуха 1,8 кгс/см²). На этом же рисунке нанесены величины коэффициентов продольной реакции φ_x^x, φ_x^y и боковой реакции φ_y^x, φ_y^y , вычисленные на основании принятого допущения для угла увода $\delta = 10^\circ$, а также экспериментальные точки, полученные из осциллограмм при испытаниях колеса на соответствующих режимах. Взаимное расположение расчетных кривых и экспериментальных данных подтверждает правомерность принятого допущения для рассматриваемых режимов качения колеса. Расчетные и экспериментальные данные в зоне высоких проскальзываний разнятся не более чем на 10%, а в зоне малых проскальзываний — на 20% для обоих вариантов расчета. Однако в целом более близкое совпадение значений для коэффициентов продольной силы получено при расчете реакций по данным $\varphi^x = f(S_x)$, а для коэффициентов боковой силы — по данным $\varphi^y = f(\delta)$, особенно для малых углов увода и малых тормозных моментов ввиду существенного влияния в этом случае анизотропности упругих свойств шины.

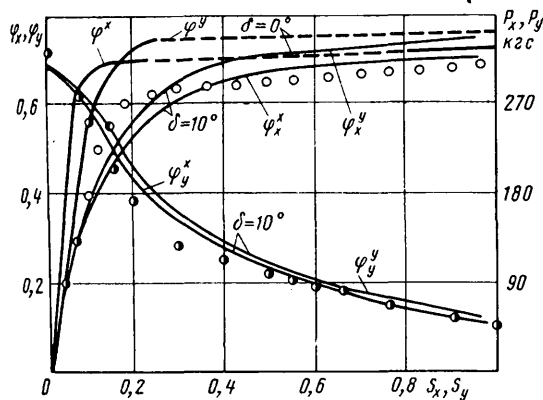


Рис. 2

Поскольку противоблокировочные системы поддерживают качение колеса на режимах с высоким использованием сцепных свойств опорной поверхности, последний факт существенной роли не играет.

Согласно принятой гипотезе движение колеса, установленное с постоянным углом увода и переменным тормозным моментом, описывается уравнением первого порядка

$$\frac{d S_x}{d t} = \frac{M_T(t) r_k^0}{J_k v} - \frac{R_z \varphi(S) S_x r_k^0}{J_k v \sqrt{S_x^2 + \sin^2 \delta}}, \quad (1)$$

где $M_T(t)$ — подводимый к колесу тормозной момент;

r_k^0 — радиус плоского качения колеса в ведомом режиме;

J_k — момент инерции колеса;

R_z — вертикальная реакция на колесе;

v — окружная скорость бегового барабана.

Численное решение уравнения (1) позволяет определять режим движения колеса, а также продольную R_x и боковую R_y реакции при любом законе изменения тормозного момента. Эти реакции равны:

$$R_x = \frac{R_z \varphi(S) S_x}{\sqrt{S_x^2 + \sin^2 \delta}}; \quad (2)$$

$$R_y = \frac{R_z \varphi(S) \sin \delta}{\sqrt{S_x^2 + \sin^2 \delta}}. \quad (3)$$

На рис. 3 приведены результаты решения уравнений, а также экспериментальные данные, снятые с осциллограмм. В качестве исходной информации при решении использовались зависимости $\varphi^y = f(\delta)$, $\varphi^x = f(S_x)$ и $M_T(t)$, которые вводились в табличном виде с малым шагом по проскальзыванию и по времени.

Табличный ввод позволил избежать погрешностей, связанных с функциональной аппроксимацией этих зависимостей, а получить универсальную программу расчета.

На рис. 3, а приведены данные, соответствующие качению колеса при $\delta = 10^\circ$, $v = 2,63$ м/с, $M_T = 47 \pm 27$ кгс·м с частотой пульсации 5,5 Гц, а на рис. 3, б — при $\delta = 3,8^\circ$, $v = 2,9$ м/с, $M_T = 80 \pm 27$ кгс·м с частотой 5,76 Гц.

На рис. 3 кривые M_T , R_x и R_y означают фактические (экспериментальные) законы изменения тормозного момента и реакций; кривые R_x^x, R_x^y, R_y^x и R_y^y получены расчетом реакций на основании зависимости $\varphi^x = f(S_x)$ (индекс «х») или зависимости $\varphi^y = f(\delta)$ (индекс «у»).

Взаимное расположение кривых показывает, что совпадение экспериментальных и расчетных данных удовлетворительное.

В первом случае (рис. 3, а) погрешность в расчетном определении R_x и R_y не превышает 10% независимо от исходного выражения.

Во втором случае (рис. 3, б) лучшее совпадение данных наблюдается тогда, когда в основу расчета положена зависимость $\varphi^y = f(\delta)$, иначе погрешность при определении R_y достигает 40%, т. е. максимальной величины, зафиксированной за все время испытаний.

Независимо от варианта расчета удовлетворительно совпадают фазовые смещения реакций

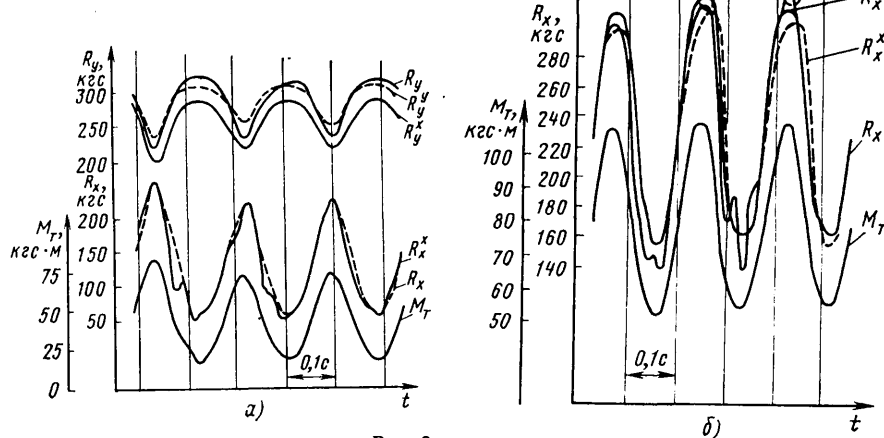


Рис. 3

относительно тормозного момента, полученные экспериментальным и расчетным путем. Исключением являются режимы качения, характеризующиеся малой окружной скоростью и малыми тормозными моментами.

Приведенные результаты, а также результаты подобных измерений и расчетов, выполненных для углов увода $2^{\circ}08'$, $3^{\circ}8'$, $5^{\circ}6'$, 8° , 10° при пульсирующем тормозном моменте в широком диапазоне амплитуд и частотах до 10 Гц, скорости качения колеса до 10 м/с, показывают, насколько приемлема изложенная методика расчетного определения горизонтальных реакций тормозящего колеса на основании зависимостей $\varphi^x = f(S_x)$ или $\varphi^y = f(\delta)$. Эти зависимости сравнительно просто получить экспериментально для установившегося режима качения.

В том случае, когда имеются обе зависимости, предпочтение следует отдать $\varphi^y = f(\delta)$ при рассмотрении режимов качения с малыми углами увода и малыми тормозными моментами, в

остальных случаях более точные результаты дает использование зависимости $\varphi^x = f(S_x)$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Иларионов В. А. и др. — «Автомобильная промышленность», 1976, № 8.
2. Литвинов А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля. М., «Машиностроение», 1971.
3. Zaranski P. — „Kraftfahrzeugtechnik“, 1972, № 1, 1973, № 3, 5, 7.
4. Segel L., The Physics of Tire Traction, New York — London, 1974.
5. Петров М. А. Работа автомобильного колеса в тормозном режиме. Омск, Западно-Сибирское книжное издательство, 1973.

УДК 629.113.001

Моделирование случайных колебаний автомобиля с нелинейной подвеской

Канд. физ.-мат. наук А. Е. МЕЖОВ

Московский автомеханический институт

МЕТОД моделирования для расчета вероятностных характеристик нелинейных случайных колебаний на ЭЦВМ применялся в некоторых работах [1—3].

Характерной чертой этих и других работ является использование при моделировании записей реализаций реальных микропрофилей автомобильных дорог. Возникающие при этом неудобства общезвестны. Рассмотрим методику моделирования, при которой случайное воздействие задается при помощи формирующего фильтра, определяемого видом спектральной плотности микропрофиля дороги. Эта методика может быть без принципиальных изменений перенесена на любые другие задачи исследования колебаний автомобиля.

Для анализа вертикальных колебаний автомобиля часто применяется двухмассовая система [4]. С учетом нелинейности упругих сил и сил вязкого и сухого трения в подвеске для нее справедлива следующая система дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} \ddot{z}_0 + \left(\frac{1}{M} + \frac{1}{m}\right) [f(\dot{z}_0) + b \operatorname{sign}(\dot{z}_0) + g(z_0)] - \\ - 2h\dot{\zeta}_0 - \Omega^2 \zeta_0 = 0; \\ \ddot{\zeta}_0 + 2h\dot{\zeta}_0 + \Omega^2 \zeta_0 - \frac{1}{m} [f(\dot{z}_0) + g(z_0) + b \operatorname{sign}(\dot{z}_0)] = \\ = -\ddot{q}, \end{cases} \quad (1)$$

где M , m — соответственно поддрессоренная и неподдрессоренная массы автомобиля; z_0 , ζ_0 — деформации подвески и шины, отсчитываемые от значений статических деформаций;

$f(\dot{z}_0)$, $b \operatorname{sign}(\dot{z}_0)$ и $g(z_0)$ — соответственно характеристики сил вязкого, сухого трения и сил упругости подвески; $2h\dot{\zeta}_0$, $\Omega^2 \zeta_0$ — соответственно характеристики сил вязкого трения и сил упругости шины на единицу массы поддрессоренных частей;

$q(t)$ — случайное воздействие на колебательную систему со стороны дороги.

Относительно характеристики $q(t)$ предполагается, что это стационарный нормальный случайный процесс с нулевым средним и спектральной плотностью $S_q(\omega)$, которую аппроксимируют обычно [4—5] при помощи одного из следующих выражений:

$$S_q(\omega) = \frac{1}{2\pi} \frac{2\sigma^2 \alpha}{\omega^2 + \alpha^2}; \quad (2)$$

$$S_q(\omega) = \frac{1}{2\pi} \frac{4\sigma^2 \alpha (\alpha^2 + \beta^2)}{[\omega^2 - (\alpha^2 + \beta^2)]^2 + 4\alpha^2 \omega^2}; \quad (3)$$

$$S_q(\omega) = \frac{1}{2\pi} \frac{2\alpha (\omega^2 + \alpha^2 + \beta^2) \sigma^2}{(\omega^2 - \alpha^2 - \beta^2)^2 + 4\alpha^2 \omega^2}, \quad (4)$$

где α , β и σ^2 — коэффициенты, зависящие как от характеристик неровностей микропрофиля дороги, так и от скорости движения автомобиля; ω — круговая частота возмущающего воздействия.

Известно [6], что случайный процесс с дробно-рациональной спектральной плотностью может быть представлен как выход линейного фильтра (решение линейного дифференциального уравнения с постоянными коэффициентами), на вход которого поступает комбинация «белого шума» $\xi(t)$ и его производных («белый шум» — стационарный нормальный случайный процесс со спектральной плотностью $1/2\pi$, постоянной во всех частотах).

Остановимся на наиболее сложном случае — задании спектральной плотности $S_q(\omega)$ в виде выражения (4). Тогда стационарный нормальный случайный процесс $q(t)$ может быть представлен как установившееся решение следующего дифференциального уравнения:

$$\ddot{q} = -2\alpha \dot{q} - (\alpha^2 + \beta^2)q + \sqrt{2\alpha\sigma^2} \xi(t) + \sqrt{2\alpha\sigma^2(\alpha^2 + \beta^2)} \dot{\xi}(t). \quad (5)$$

Чтобы убедиться в этом, достаточно найти передаточную функцию $H(i\omega)$ из уравнения (5) и получить спектральную плотность

$$S_q(\omega) = |H(i\omega)|^2 S_{\xi}(\omega).$$

Для моделирования случайных колебаний на ЭЦВМ необходимо выбрать интервал дискретности Δt , представить процесс «белого шума» $\xi(t)$ в виде дискретной последовательности случайных чисел $\{\xi_i^*\}$ в момент времени $t_i = i\Delta t$, получить с помощью разностной аппроксимации уравнения (5) последовательность $\{q_i\}$ значений процесса $q(t)$ и получить, наконец, с помощью разностной аппроксимации системы дифференциальных уравнений (1) значения z_{0i} и ζ_{0i} случайных процессов $z_0(t)$ и $\zeta_0(t)$ в моменты времени t_i . Однако непосредственное моделирование системы уравнений (1), (5) приводит к необходимости формирования производных $\dot{\xi}$ и \dot{q} , что невозможно из-за недифференцируемости процесса «белого шума» $\xi(t)$ [6]. Это обусловлено слишком грубой аппроксимацией [4] реального воздействия со стороны дороги, характеристика которого в действительности является достаточно гладкой и дифференцируемой. Это затруднение можно преодолеть повышением точности аппроксимации реальных микропрофилей или такой заменой переменных в уравнениях (1) и (5), при которой получается система уравнений, содержащая в правой части только $\xi(t)$. Последнее осуществляется следующим образом.

Систему уравнений (1) и (5) можно переписать в виде системы шести уравнений первого порядка в форме Коши:

$$\begin{cases} \frac{d u_1}{d t} = u_2; \\ \frac{d u_2}{d t} = -\left(\frac{1}{M} + \frac{1}{m}\right) [f(u_2) + b \operatorname{sign}(u_2) + g(u_1)] + \\ + 2hu_4 + \Omega^2 u_3; \\ \frac{d u_3}{d t} = u_4; \end{cases} \quad (6)$$

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{d u_4}{d t} &= \frac{1}{m} [f(u_2) + b \operatorname{sign}(u_2) + g(u_1)] - 2h u_4 - \\ &\quad - \Omega^2 u_3 + 2\alpha u_6 + (\alpha^2 + \beta^2) u_5 - \sqrt{2\alpha\sigma^2} \dot{\xi}(t) - \\ &\quad - \sqrt{2\alpha\sigma^2 (\alpha^2 + \beta^2)} \xi(t); \\ \frac{d u_5}{d t} &= u_6; \\ \frac{d u_6}{d t} &= -2\alpha u_6 - (\alpha^2 + \beta^2) u_5 + \sqrt{2\alpha\sigma^2} \xi(t) + \\ &\quad + \sqrt{2\alpha\sigma^2 (\alpha^2 + \beta^2)} \xi(t), \end{aligned} \right. \quad (6)$$

где

$$z_0 = u_1, \dot{z}_0 = u_2, \zeta_0 = u_3, \dot{\zeta}_0 = u_4, q = u_5, \dot{q} = u_6. \quad (7)$$

Чтобы избавиться от производной $\dot{\xi}(t)$ в системе уравнений (6), надо заменить переменные

$$\begin{aligned} u_1 &= \vartheta_1, u_2 = \vartheta_2, u_3 = \vartheta_3, u_4 = \vartheta_4 - \sqrt{2\alpha\sigma^2} \xi(t), \\ u_5 &= \vartheta_5, u_6 = \vartheta_6 + \sqrt{2\alpha\sigma^2} \xi(t), \end{aligned} \quad (8)$$

в результате чего получается система уравнений

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{d \vartheta_1}{d t} &= \vartheta_2; \\ \frac{d \vartheta_2}{d t} &= -\left(\frac{1}{M} + \frac{1}{m}\right) [f(\vartheta_2) + b \operatorname{sign}(\vartheta_2) + g(\vartheta_1)] + \\ &\quad + 2h \vartheta_4 + \Omega^2 \vartheta_3 - 2h \sqrt{2\alpha\sigma^2} \xi(t), \\ \frac{d \vartheta_3}{d t} &= \vartheta_4 - \sqrt{2\alpha\sigma^2} \xi(t); \\ \frac{d \vartheta_4}{d t} &= \frac{1}{m} [f(\vartheta_2) + b \operatorname{sign}(\vartheta_2) + g(\vartheta_1)] - 2h \vartheta_4 - \\ &\quad - \Omega^2 \vartheta_3 + 2\alpha \vartheta_6 + (\alpha^2 + \beta^2) \vartheta_5 + [-\sqrt{2\alpha\sigma^2 (\alpha^2 + \beta^2)} + \\ &\quad + 2h \sqrt{2\alpha\sigma^2} + 2\alpha \sqrt{2\alpha\sigma^2}] \xi(t); \\ \frac{d \vartheta_5}{d t} &= \vartheta_6 + \sqrt{2\alpha\sigma^2} \xi(t); \\ \frac{d \vartheta_6}{d t} &= -2\alpha \vartheta_6 - (\alpha^2 + \beta^2) \vartheta_5 + [\sqrt{2\alpha\sigma^2 (\alpha^2 + \beta^2)} - \\ &\quad - 2\alpha \sqrt{2\alpha\sigma^2}] \xi(t). \end{aligned} \right. \quad (9)$$

В правые части уравнений этой системы входит только величина $\xi(t)$. Для моделирования на ЭЦВМ можно использовать, например, метод Эйлера в следующем виде:

$$\begin{aligned} \vartheta_{1i+1} &= \vartheta_{1i} + \vartheta_{2i} \Delta t; \\ \vartheta_{2i+1} &= \vartheta_{2i} + \left\{ -\left(\frac{1}{M} + \frac{1}{m}\right) [f(\vartheta_{2i}) + b \operatorname{sign}(\vartheta_{2i}) + \right. \\ &\quad \left. + g(\vartheta_{1i})] + 2h \vartheta_{4i} + \Omega^2 \vartheta_{3i} - 2h \sqrt{2\alpha\sigma^2} \xi_i^* \right\} \Delta t; \\ \vartheta_{3i+1} &= \vartheta_{3i} + [\vartheta_{4i} - \sqrt{2\alpha\sigma^2} \xi_i^*] \Delta t; \\ \vartheta_{4i+1} &= \vartheta_{4i} + \left\{ \frac{1}{m} [f(\vartheta_{2i}) + b \operatorname{sign}(\vartheta_{2i}) + g(\vartheta_{1i})] - \right. \\ &\quad \left. - 2h \vartheta_{4i} - \Omega^2 \vartheta_{3i} - 2\alpha \vartheta_{6i} - (\alpha^2 + \beta^2) \vartheta_{5i} + \right. \\ &\quad \left. + [\sqrt{2\alpha\sigma^2 (\alpha^2 + \beta^2)} - 2h \sqrt{2\alpha\sigma^2} - 2\alpha \sqrt{2\alpha\sigma^2}] \xi_i^* \right\} \Delta t; \\ \vartheta_{5i+1} &= \vartheta_{5i} + [\vartheta_{6i} + \sqrt{2\alpha\sigma^2} \xi_i^*] \Delta t; \\ \vartheta_{6i+1} &= \vartheta_{6i} + \left\{ -2\alpha \vartheta_{6i} - (\alpha^2 + \beta^2) \vartheta_{5i} + [\sqrt{2\alpha\sigma^2 (\alpha^2 + \beta^2)} - \right. \\ &\quad \left. - 2\alpha \sqrt{2\alpha\sigma^2}] \xi_i^* \right\} \Delta t, \end{aligned} \quad (10)$$

где ξ_i^* — последовательность независимых случайных чисел с равномерным законом распределения, имеющих нулевое среднее и дисперсию $1/\Delta t$.

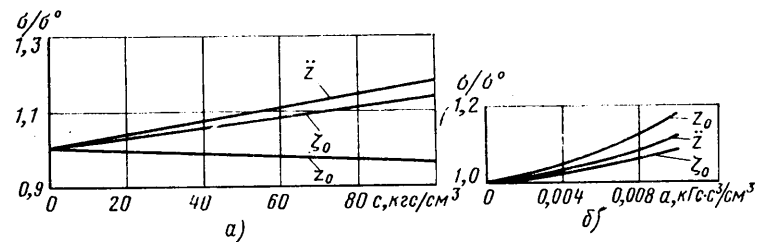
В работах [7 и 8] показано, что последовательность прямоугольных импульсов со случайной амплитудой ξ_i^* и фиксированной длительностью Δt в пределе при $\Delta t \rightarrow 0$ переходит в «белый шум» $\xi(t)$ и может быть использована при моделировании его на ЭЦВМ. При использовании на ЭЦВМ датчика случайных чисел η_i , равномерно распределенных на отрезке $[0,1]$, для получения ξ_i^* необходимо воспользоваться формулой

$$\xi_i^* = \sqrt{\frac{12}{\Delta t}} (\eta_i - 0,5). \quad (11)$$

Начальный интервал дискретности Δt выбирается меньше периода самой высокочастотной составляющей случайных колебаний (в рассматриваемом случае, по-видимому, достаточно взять $t \approx 0,01$). Затем шаг уменьшается вдвое до тех пор, пока не будет достигнута необходимая точность расчета. Начальные значения координат ϑ при исследовании установившихся колебаний не играют роли и могут быть выбраны нулевыми.

В качестве примера проведен расчет колебаний автомобиля с нелинейной подвеской, имеющей симметричные характеристики упругого элемента и амортизатора:

$$f(\dot{z}_0) = 2k\dot{z}_0 - a\dot{z}_0^3, \quad g(z_0) = 2C_p z_0 + C z_0^3, \quad (12)$$



что соответствует при $C \neq 0$ повышению жесткости при больших амплитудах колебаний (включению в работу дополнительных упругих элементов подвески), а при $a \neq 0$ уменьшению демпфирующих свойств амортизатора при больших скоростях (открытию перепускных клапанов). Значения параметров колебательной системы [4]: $M = 3,06$ кгс·с²/см, $m = 0,612$ кгс·с²/см, $2C_p = 300$ кгс/с, $2k = 15,1$ кгс·с/см, $\Omega^2 = 1470$ с⁻², $2h = 7,68$ с⁻¹, а коэффициенты для спектральной плотности положены $\alpha = 0,32$, $\beta = 0,64$, $\sigma = 2$ см, что соответствует движению автомобиля по дороге с булыжным покрытием в удовлетворительном состоянии со скоростью $v_a = 30$ км/ч [5]. В случае $a = c = 0$ колебания автомобиля являются линейными, и результаты моделирования можно сравнить с результатами аналитического расчета (см. таблицу). Как видно из таблицы,

| Параметры | Аналитический расчет | Моделирование ($\Delta t = 0,005$) |
|----------------------|----------------------|--------------------------------------|
| σ_{z_0} | 0,548 | 0,572 |
| $\sigma_{\dot{z}_0}$ | 8,01 | 7,81 |
| σ_{s_0} | 0,275 | 0,276 |
| σ_z | 2,135 | 2,230 |
| $\sigma_{\dot{z}}$ | 6,79 | 6,51 |
| $\sigma_{\ddot{z}}$ | 64,5 | 65,5 |

ошибка не превышает 5%. Зависимости среднеквадратичных значений z_0 , ζ_0 и \ddot{z} (ускорение подрессоренной массы) (за единицу приняты среднеквадратичные значения при $a = c = 0$) от изменения коэффициентов a и c приведены на рисунке. Расчеты для одного варианта параметров занимают 1 ч машинного времени на ЭЦВМ «Наири-К».

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пархиловский И. Г., Мусарский Р. А. Исследование влияния нелинейных характеристик сопротивления подвески на эксплуатационные качества автомобиля. — «Труды ГСХИ», т. 44, Горький, 1971.

2. Певзнер Я. М., Зельцер Е. А. Исследование влияния нелинейных характеристик амортизаторов на колебания автомобиля. — «Труды НАМИ», вып. 14, М., 1967.
3. Шупляков В. С. Колебания и нагруженность трансмиссии автомобиля. М., «Транспорт», 1974.
4. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля. М., «Машиностроение», 1972.
5. Певзнер Я. М., Тихонов А. А. — «Автомобильная промышленность», 1964, № 1.

6. Свешников А. А. Прикладные методы теории случайных функций. М., «Наука», 1968.
7. Хазен Э. М. Методы оптимальных статистических решений и задачи оптимального управления. М., «Советское радио», 1968.
8. Обрезков Г. В., Разевиг В. Д. Методы анализа срыва слежения. М., «Советское радио», 1972.



УДК 629.113.001.4:620

Методика определения нагрузочных характеристик шестерен

Канд. техн. наук О. В. СОКОЛОВ
НАМИ

ОДНИМ из наиболее эффективных путей повышения качества и конкурентоспособности автомобилей является развитие прочностных расчетов, программных стендовых испытаний, способов подбора материалов и упрочнения деталей на основе экспериментальных статистических данных по режимам работы механизмов и деталей в реальных условиях движения.

Получить статистические данные по режимам работы можно только на основе специальных комплексных исследований, проводимых по единым (для отдельных механизмов и деталей) методикам.

В НАМИ разработана методика определения режимов работы шестерен автомобиля в реальных условиях движения.

Эта методика включает в себя систему показателей режимов работы шестерен, перечень аппаратуры, необходимой для их получения, методические указания по проведению статистических измерений режимов работы шестерен и определению их степени точности.

Пояснительная записка к методике содержит обоснование рекомендованных для оценки режимов работы шестерен автомобиля показателей, пояснения к рекомендациям по аппаратуре, необходимой для их определения, основные технические данные по нестандартным приборам, обоснование рекомендаций по условиям и методу проведения исследований, указания по оценке степени точности их результатов и положения и рекомендации по первичной обработке полученных экспериментальных данных.

Для оценки режимов работы автомобильных шестерен методика НАМИ рекомендует следующую систему показателей: статистический ряд распределения (в частотах) крутящего момента, передаваемого шестерней, по числу ее оборотов; совокупность долей пробега автомобиля на каждой из передач трансмиссии; среднюю частоту вращения шестерни; статистический ряд распределения одних только максимальных пиковых значений крутящего момента на валу шестерни, возникающих при трогании с места¹.

При использовании этих показателей можно оценивать условия работы шестерен в аспектах усталостного разрушения, изнашивания и поломки в результате превышения несущей способности шестерни отдельной пиковой нагрузкой.

С помощью статистического ряда распределения крутящего момента, передаваемого шестерней, по числу ее оборотов можно оценить долю² накопленного усталостного повреждения в основании зуба или на его рабочей поверхности за n циклов нагружения (число оборотов шестерни) в данных условиях эксплуатации:

$$a = \frac{n \int_{M_0}^{M_n} M^m \Phi'(M) dM}{M_0^m N_0}, \quad (1)$$

¹ Этот показатель используется только для оценки нагруженности шестерен, работающих при движении на первой или второй передаче.

² Величина предельного состояния усталостного повреждения принимается равной единице.

где M — варьирующая величина крутящего момента на валу шестерни;

m — показатель степенной зависимости между нагрузкой и выработкой (в циклах) шестерни (котангенс угла наклона кривой усталости);

$\Phi'(M)$ — функция плотности вероятности (по числу оборотов шестерни) варьирующей величины крутящего момента на валу шестерни;

M_0 — порог чувствительности по нагрузке (величина крутящего момента на валу шестерни, ниже которой накопления усталостного повреждения не происходит)¹;

M_n — предельная нагрузка, при которой процесс накопления усталостного повреждения еще характеризуется кривой Велера²;

N_0 — порог чувствительности по циклам (число циклов до разрушения при нагрузке, равной M_0).

Применительно к шестерням трансмиссии автомобиля для оценки доли накопленного усталостного повреждения за пробег S в км удобно использовать формулу, в которой число циклов нагружения согласовано с пробегом

$$a_S = \sum_{i=1}^k \frac{500 S b_i u_i \int_{M_0}^{M_n} M^m \Phi'_i(M) dM}{\pi r_k M_0^m N_0}, \quad (2)$$

где r_k — радиус качения ведущего колеса в м;

b_i — доля пробега на i -й передаче в данных условиях движения;

u_i — передаточное число трансмиссии на участке от ведущих колес до данной шестерни при движении на i -й передаче;

k — число передаточных ступеней в трансмиссии данной модели автомобиля;

$\Phi'_i(M)$ — функция плотности вероятности (по числу оборотов шестерни) варьирующей величины крутящего момента на валу шестерни при движении на i -й передаче в данных условиях.

¹ Порог чувствительности может приниматься равным величине крутящего момента, соответствующей пределу выносливости при изгибе с пульсирующим циклом или пределу контактной выносливости (в первом случае, если оценивается усталостное повреждение в основании зуба, во втором — при определении накопленного повреждения на рабочей поверхности зуба).

² Предельная нагрузка может быть определена по пределу текучести.

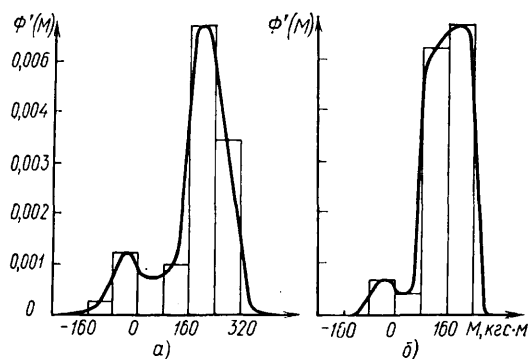


Рис. 1. Распределение крутящего момента на полуоси грузового автомобиля по числу оборотов (пробегу) при движении на третьей передаче по городскому маршруту автополигона:
а — без прицепа, масса автомобиля 7400 кг; б — с прицепом, масса автопоезда 11 400 кг, а масса прицепа — 4000 кг

Интеграл $\int_{M_0}^{M_n} M^m \Phi'(M) dM$ можно точно определить, если выполнена аппроксимация эмпирической кривой распределения типа приведенной на рис. 1. В противном случае может быть использовано его дискретное выражение, т. е.

$$\int_{M_0}^{M_n} M^m \Phi'(M) dM \approx \sum M_{y(i)}^m P_{y(i)},$$

где $M_{y(i)}$ — среднее значение крутящего момента на полуоси в разряде y при движении на i -й передаче;
 $P_{y(i)}$ — значение частоты (доли) разряда y распределения крутящего момента на полуоси при движении на i -й передаче.

Отказ шестерен также возможен в результате превышения их несущих способностей пиковыми динамическими нагрузками.

Вероятность того, что за n пиковых значений крутящий момент превысит величину M_d , при которой происходит поломка зуба, может быть выражена так¹:

$$P_{(M, n > M_d)} = 1 - P_{(M < M_d)}^n, \quad (3)$$

где M_d — величина крутящего момента на валу шестерни, соответствующая нагрузке на зуб, при которой происходит его поломка (критическая величина крутящего момента);

n — базовое число пиковых нагрузок (значений крутящего момента) данного вида, по которым определяется вероятность разрушения;

$P_{(M < M_d)}$ — вероятность того, что при одном пиковом нагружении данного вида величина крутящего момента будет меньше критической величины.

Максимальные пиковые нагрузки, способные вызвать разрушение шестерен, могут возникать при трогании с места и включении низших передач. Однако статистический анализ этих нагрузок показал, что вероятность поломки при трогании с места значительно выше, чем при переключении передач. Поэтому допустимо анализ нагруженности шестерен вести только по нагрузкам, возникающим при трогании с места.

Из формулы (3) видно, что для определения вероятности поломки шестерни за какой-то период ее работы необходимо знать вероятность того, что при одном нагружении величина крутящего момента не достигнет критической величины M_d , при которой происходит поломка, и число (базу) пиковых значений крутящего момента n , по которому ведется расчет.

Вероятность того, что крутящий момент при одном пиковом нагружении не превысит критического значения, определяется при помощи статистического ряда распределения (выраженного в виде интегральной или дифференциальной кривой) одних только максимальных пиковых значений крутящего момента на валу шестерни (рис. 2).

Таким образом, четвертый показатель позволяет оценить вероятность поломки шестерен в результате превышения их несущих способностей отдельными пиковыми нагрузками.

Для экспериментального определения принятых показателей режимов работы шестерен методикой рекомендуется спе-

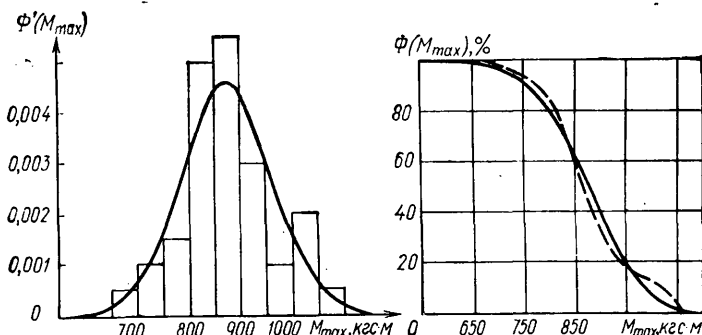


Рис. 2. Закономерность распределения максимальных значений крутящего момента при трогании с первой передачи на полуоси автомобиля в составе автопоезда (масса автопоезда 11 400 кг, масса прицепа 4000 кг)

циальная аппаратура, обеспечивающая высокую степень точности их измерения.

Для определения первого показателя служит статистический анализатор нагруженности трансмиссии САНТ-1-НАМИ [1], разработанный и изготовленный в НАМИ, и необходимый для его использования комплект датчиков и токосъемных устройств. Для измерения второго и третьего показателей предназначены режимомеры, позволяющие регистрировать (при помощи электромеханических счетчиков) пробег и время движения автомобиля отдельно по передачам и его полную продолжительность движения по пути и времени [2], а также отдельные электронимпульсные счетчики и контактные устройства, позволяющие регистрировать частоту вращения шестерен.

Чтобы определить четвертый показатель, применяют обычную тензометрическую установку, включающую в себя тензодатчики, токосъемное устройство, блок питания, усилитель и шлейфовый осциллограф. Методикой для исследований рекомендованы следующие испытательные маршруты автополигона:

- 1) маршрут, имитирующий городское движение;
- 2) маршрут, имитирующий движение в горной местности;
- 3) скоростная дорога;
- 4) грунтовая дорога;
- 5) внутренняя полоса булыжной дороги с поверхностью, не имеющей специально профилированных неровностей.

Выбор для измерений режимов работы автомобильных шестерен, испытательных маршрутов автополигона, соответствующих реальным условиям движения, объясняется прежде всего необходимостью обеспечить сопоставимость результатов измерения режимов работы шестерен различных моделей автомобиля.

При проведении статистических измерений режимов работы деталей автомобиля очень важно, чтобы была определена степень точности полученных результатов.

В основу содержащихся в методике рекомендаций по этому вопросу положен метод, приведенный в работе [3]. В методике он интерпретирован в приложении к оценке степени точности измерений первых трех показателей режимов работы шестерен.

Оценку степени точности измерения четвертого показателя режимов работы шестерен (ряд распределения одних только максимальных пиковых нагрузок при трогании) рекомендовано выполнять при помощи критерия согласия Пирсона χ^2 . Этот критерий позволяет оценить соответствие полученного эмпирического ряда распределения теоретическому закону распределения, характеризующему природу данного явления. Использование в данном случае критерия согласия χ^2 возможно потому, что установлен закон вариации величины максимальных пиковых нагрузок, действующих на трансмиссию при трогании с места [3]. Им является закон нормального распределения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Вильперт К. И., Соколов О. В. — «Вестник машиностроения», 1975, № 5.
2. Соколов О. В. Исследование режимов работы механизмов автомобиля в эксплуатационных условиях. Автотрансиздат, 1963.
3. Соколов О. В., Стефанович Ю. Г. Труды НАМИ. Вып. 135, 1972.

¹ При этом принимается, что несущая способность детали — величина постоянная.

Влияние технологических факторов на точность шевингования цилиндрических зубчатых колес

В. С. КУЗОВАТОВ, А. А. СИМОНОВ, В. К. САВЕЛЬЕВ

Горьковский автозавод

ПРИ ШЕВИНГОВАНИИ цилиндрических зубчатых колес дисковыми шеверами с эвольвентным профилем возникает обычно закономерное отклонение профиля зуба колеса в виде углубления в зоне делительной окружности. В работе [1] показано, что основной причиной появления этой погрешности является действие статических сил, а в работах [2 и 3] высказывается мнение, что на погрешность профиля влияют также режимы резания, величина снимаемого припуска и твердость заготовок.

Чтобы определить количественные величины влияния технологических факторов на погрешность профиля зуба цилиндрических зубчатых колес при шевинговании, был проведен эксперимент по схеме многофакторного планирования при одновременном варьировании скорости, радиальной и продольной подачи, твердости и величины припуска.

Были обработаны четыре партии зубчатых колес по 32 шт. в каждой. Зубчатые колеса, изготовленные из стали 35Х, имели модуль 4,25 мм, угол зацепления 25°, 38 зубьев, длину зуба 24 мм, наружный диаметр 169 мм. Для уменьшения влияния предстоящей обработки предварительное нарезание зубчатых колес под шевингование осуществляли однозаходными червячными фрезами класса точности АА по ГОСТ 9324—60 на станке модели 5А312. Погрешность профиля зубьев после фрезерования $\Delta f = 20$ мкм, $S^2 = 3$ мкм.

Шевингование колес выполнялось параллельным методом при продольной подаче стола на станке модели 5702 эвольвентными дисковыми шеверами класса точности А по ГОСТ 8750—57. Шеверы, изготовленные из стали Р18, имели угол наклона винтовой линии 15°, 41 зуб, шаг эвольвентного зацепления 12,1, величину непарности контактов 1 мм [1]. Детали устанавливали на жесткой оправке с поджимом по торцам венца. Зубофрезерование и шевингование колес каждой партии выполняли на одном станке соответствующего типа при постоянной настройке инструмента. Оборудование и инструменты перед началом обработки проверяли на технологическую точность.

В качестве математической модели было принято равенство

$$Y = b_0 + b_1 X_1 + b_2 X_2 + b_3 X_3 + b_4 X_4 + b_5 X_5. \quad (1)$$

Для получения величин коэффициентов этого уравнения был использован полный факторный эксперимент типа 2⁵. Основные уровни факторов выбраны близкими к применяемым в производстве, а интервалы варьирования, исходя из реальных пределов колебаний значений факторов (см. таблицу).

| Показатели | v в м/мин | $s_{\text{рад}}$ в мм | $s_{\text{пр}}$ в мм | Припуск z в мм | Твердость НВ |
|--|-------------|-----------------------|----------------------|------------------|--------------|
| | X_1 | X_2 | X_3 | X_4 | X_5 |
| Основной уровень (0) | 29,3 | 0,04 | 0,4 | 0,236 | 250 |
| Интервал варьирования $\Delta \bar{X}_i$ | 14,7 | 0,02 | 0,2 | 0,050 | 50 |
| Верхний уровень (+1) | 44,0 | 0,06 | 0,6 | 0,286 | 300 |
| Нижний уровень (−1) | 14,6 | 0,02 | 0,2 | 0,186 | 200 |

Порядок проведения эксперимента рандомизирован с помощью таблицы случайных чисел.

Математическую обработку результатов эксперимента проводили на ЭВМ «Проминь» по специально разработанной про-

грамме. Коэффициенты имели следующие значения: $b_0 = 9,68$; $b_1 = -0,312$; $b_2 = 0,468$; $b_3 = 1,19$; $b_4 = -0,59$; $b_5 = -0,03$.

Уравнение (1) в преобразованных переменных X примет следующий вид:

$$Y = 9,68 - 0,312 X_1 + 0,468 X_2 + 1,19 X_3 - 0,59 X_4 - 0,03 X_5.$$

Однородность дисперсий проверяли с помощью критерия Кохрена, при этом экспериментальное значение критерия не превысило табличного [4].

Для определения ошибки опыта определяли усредненную дисперсию $S^2\{Y\}$, которая составила 1,4 мкм.

Проверку значимости коэффициентов модели проводили независимо по критерию Стьюдента t , в результате чего коэффициент $b_5 = -0,03$ оказался незначимым.

После вычисления коэффициентов проверяли адекватность модели использованием критерия Фишера

$$F = S_{\text{ад}}^2 / S^2\{Y\}, \quad (2)$$

где $S_{\text{ад}}^2$ — дисперсия адекватности;

$S^2\{Y\}$ — дисперсия опыта.

Дисперсию адекватности находили по формуле

$$S_{\text{ад}}^2 = \frac{n \sum_{i=1}^N (\bar{Y}_i - \hat{Y}_i)^2}{N - k}, \quad (3)$$

где N — число точек плана;

n — число повторных опытов в каждой точке;

k — число членов аппроксимирующего полинома (включая свободный член).

Вычисленное значение F сравнивали с табличным значением для 5%-ного уровня значимости. Сравнение показало, что гипотеза адекватности принимается.

Таким образом, полученное уравнение практически полностью описывает результаты эксперимента. Величина свободного члена объясняется действием статических сил в связи с непарностью контактов при шевинговании, равной 1 мм (см. приведенные выше данные о шевере).

Следовательно, технологические факторы (режимы резания, величина припуска и твердость) не оказывают существенного влияния на отклонение профиля зуба колеса в виде углубления в зоне делительной окружности. При общем несущественном влиянии технологических факторов на отклонение профиля зуба колеса наибольшее влияние оказывает радиальная подача. Увеличение радиальной и осевой подач приводит к незначительному увеличению погрешности профиля зуба колеса. С ростом скорости резания и величины припуска происходит незначительное уменьшение погрешности профиля. Колебание твердости заготовок в исследованном диапазоне не влияет на погрешность профиля.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Баженов Н. Л., Кузоватов В. С. — «Технология и организация производства», 1975, № 1.
2. Новак И. «Труды машиностроительного и технологического института» (ЧССР, г. Либерец), 1970, № 2.
3. Клепиков В. Д. Шевинг-процесс. М., Машгиз, 1946.
4. Большев Л. Н., Смирнов Н. В. Таблицы математической статистики. М., «Наука», 1965.

Исследование точности обработки ступенчатых валиков на бесцентрово-шлифовальных станках

Канд. техн. наук А. М. ВАСИЛЬЕВ, И. М. ДОБРЫНИН
Московский автомеханический институт

СТУПЕНЧАТЫЕ валики, имеющие сравнительно небольшие перепады диаметров шеек, для повышения производительности шлифуют на бесцентрово-шлифовальных станках. При этом требуется обеспечить высокую точность размеров отдельных шеек, заданную шероховатость обрабатываемых поверхностей, небольшую погрешность формы в радиальном и осевом сечениях, а также высокую соосность ступеней.

Такие валики, как правило, нежесткие. Типичным представителем подобных изделий является валик генератора Г-250 (рис. 1), изготавливаемый на Московском заводе автотракторного электрооборудования (АТЭ-1). Валик имеет четыре шейки I—IV, из которых с большей точностью необходимо обрабатывать шейки I и III, служащие базами при обработке. Эти шейки шлифуют за две операции. Так как валик нежесткий, шейка IV также является опорной. Шейка II, имеющая накатанные ребра, не контактирует ни с ножом, ни с ведущим кругом, так как в противном случае это приведет к вибрациям в системе и ухудшению геометрических характеристик шлифуемых поверхностей.

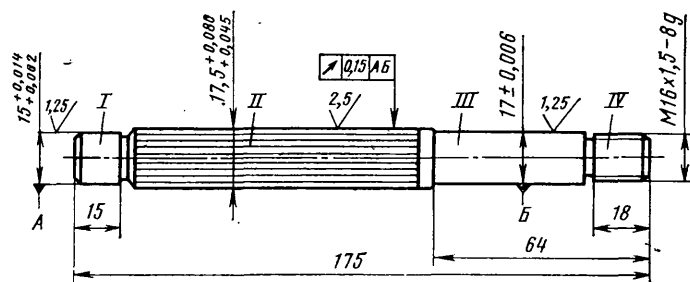


Рис. 1. Валик генератора Г-250

Точность обработки изделия зависит от большого числа технологических факторов: точности изготовления и установки опорного ножа, режимов и условий правки кругов, режимов шлифования и т. д.

Рассмотрим влияние режимов шлифования (радиальной подачи и окружной скорости вращения детали) на величины составляющих усилия шлифования, некруглость обработанных поверхностей и их шероховатость.

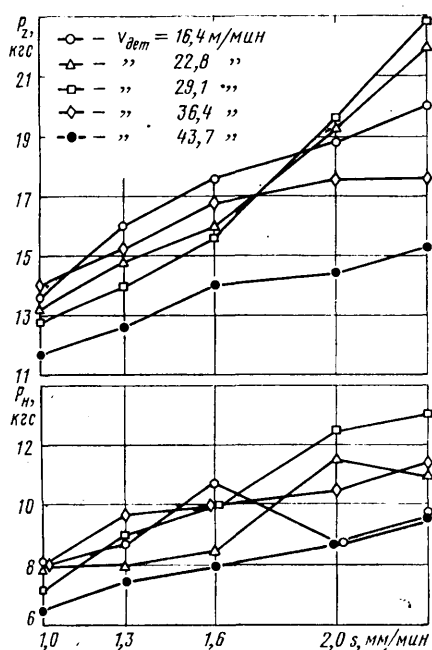


Рис. 2. Влияние режимов шлифования на величину и соотношение составляющих P_z и P_n

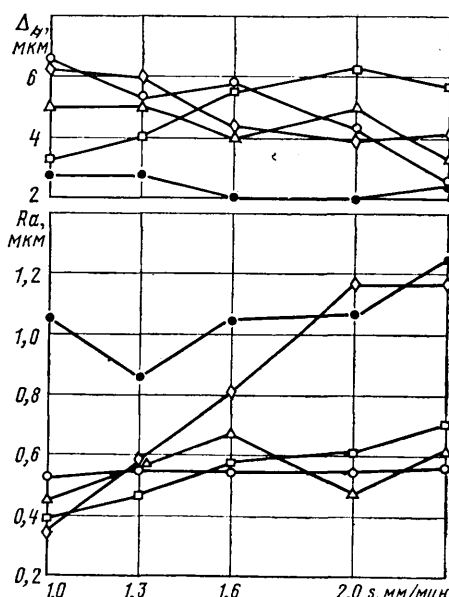


Рис. 3. Влияние режимов шлифования на некруглость и шероховатость шлифуемых поверхностей (обозначения те же, что на рис. 2)

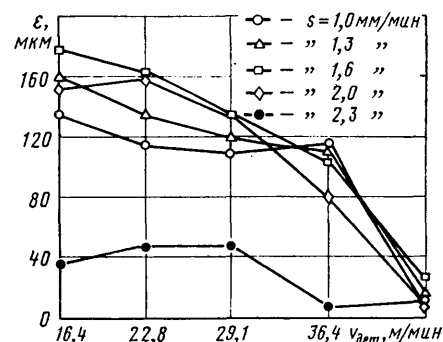


Рис. 4. Зависимость биения шейки I под подшипник относительно шейки III под шкив от скорости вращения детали

$\approx 35 \div 38$ м/мин возникает повышенная погрешность формы шлифуемых поверхностей.

Шероховатость поверхности обрабатываемых шеек практически не зависит от радиальной подачи в исследованном диапазоне. Скорость вращения детали до 30 м/мин почти не сказывается на шероховатости поверхности, однако дальнейшее ее увеличение вызывает большую величину микронеровностей, особенно при повышенных радиальных подачах.

Влияние скорости вращения детали на величину биения шейки I под подшипник относительно шейки III под шкив в зависимости от радиальной подачи s показано на рис. 4. С ростом $v_{дет}$ биение снижается, что особенно заметно при увеличении натяга в системе (при увеличении подачи).

Для оценки совместного влияния скорости вращения изделия и радиальной подачи использовали методику многофакторного эксперимента. Установлено, что наибольшее влияние на некруглость шлифуемой поверхности оказывает скорость вращения детали, влияние радиальной подачи несколько меньше и

наилучшие результаты наблюдаются при $v_{дет} = 43 \div 45$ м/мин.

Лабораторные исследования показали, что на операции предварительного шлифования при скорости вращения детали ~ 44 м/мин и радиальной подаче до 2,3 мм/мин некруглость шеек не превышает 3 мкм, шероховатость их поверхности составляет менее 1,25 мкм, а взаимное биение шеек находится в пределах 30 мкм.

Результаты лабораторных исследований были проверены в заводских условиях, где валики генераторов Г-250 шлифовали на станке SASL-125 (ГДР) при радиальной подаче $s = 1,6$ мм/мин.

Эксперименты показали следующее. При шлифовании валков с оптимальной скоростью вращения $v_{дет} \approx 45$ м/мин некруглость обрабатываемых шеек уменьшается с 22,5 до 8,4 мкм, что отвечает требованиям предварительной обработки. При этом существенно уменьшается шероховатость шлифуемых поверхностей: с $Ra = 2 \div 2,5$ мкм до $Ra = 0,8 \div 1,1$ мкм.

УДК 621.43-242:621.94

Бескопирная обработка поршней двигателей внутреннего сгорания

Канд. техн. наук И. Н. ФЕДОРЕНКО

Московский автомеханический институт

В ЗАВИСИМОСТИ от мощности двигателя, тепловых режимов, степени сжатия, материала, массы и конструктивных особенностей поршней поперечный и продольный их профили различны. Наиболее перспективен овально-бочкообразный профиль юбок поршней с переменной овальностью по длине обработки. В настоящее время поршни с овально-бочкообразным профилем освоены рядом отечественных заводов, однако методы их профилирования еще недостаточно совершенны.

Окончательная обработка юбки поршня может обеспечиваться копирным, копирно-кинематическим и кинематическим (бескопирным) методами.

Обработке поршней по различным конструктивным копирным схемам присущи ограниченная производительность из-за инерционности системы (т. е. возможности отрыва щупа от копира); зависимость точности обработки от точности изготовления самого копира, его износа и погрешностей копирной системы; трудоемкость проектирования и изготовления копиров, особенно объемных и с переменным профилем по высоте обработки.

Для обработки копирно-кинематическим методом, трудоемким из-за сложности изготовления чашечных резцов, характерны неравномерный износ, искажение профиля и, следовательно, снижение геометрической точности обработки. В связи с этим он не нашел широкого применения.

При кинематическом (бескопирном) методе обрабатываемая деталь и инструмент связаны кинематической цепью, обеспечивающей такое их относительное движение, при котором на детали образуется заданный профиль.

Для обработки поршней бескопирным методом созданы станки, основанные на принципе сечения цилиндра наклонной плоскостью и обеспечивающие получение поперечного эллиптического профиля. Трехшпиндельные станки фирмы Ла-Салль с вертикальным расположением вращающихся наклонных резцовых головок и неподвижными поршнями работают на Волжском автозаводе им. 50-летия СССР, обеспечивая необходимое качество и точность обработки. К недостаткам таких станков относится небольшой охват поперечных профилей поршней, по-

скольку эллиптический профиль приемлем только в частных случаях, и определенное смещение продольного профиля в зависимости от угла наклона резцовых головок.

До настоящего времени не были известны какие-либо бескопирные механизмы, позволяющие описывать точкой, принадлежащей одному из звеньев, достаточно широкий диапазон профилей, из которых можно было бы подобрать требуемый.

Теоретической предпосылкой создания такого механизма явилось рассмотрение траектории движения точки на конце одного из двух шарнирно связанных стержней l_1 и l_2 с изменяемой длиной при вращении их с постоянными угловыми скоростями.

На основе теоретических исследований разработана кинематическая схема станка для обработки поршней (рис. 1), позволяющая получить гамму овальных профилей поперечного сечения: эллиптических, охватывающих эллипс, охватываемых эллипсом, как постоянных по длине обрабатываемого изделия, так и переменных, с одновременным образованием в продольном сечении бочкообразного или другого профиля.

Используя принцип относительности движения, в кинематической схеме станка обеспечены неподвижность звена l_2 и вращение плоскости (изделия) с угловой скоростью ω , а звена l_1 — с угловой скоростью 2ω .

В соответствии с этим в кинематической схеме станка предусмотрены бабка изделия, шпиндель которой вместе с закрепленным поршнем вращается вокруг оси OO , и инструментальная бабка с осью вращения шпинделя O_1O_1 . Ось поршня совпадает с осью шпинделя (в дальнейшем ось OO будем называть осью вращения поршня). Шестеренчато-карданный привод, связывающий шпиндель изделия с инструментальным шпинделем, обеспечивает передаточное отношение $1:2$, т. е. шпиндель изделия с поршнем вращается с угловой скоростью ω , а инструментальный шпиндель — с угловой скоростью 2ω .

Величина звена l_1 в схеме станка определяется от вершины резца до точки O_{1a} пересечения оси O_1O_1 с плоскостью, проходящей через вершину резца перпендикулярно этой оси. Величина звена l_2 характеризуется расстоянием от оси OO до точки O_{1a} .

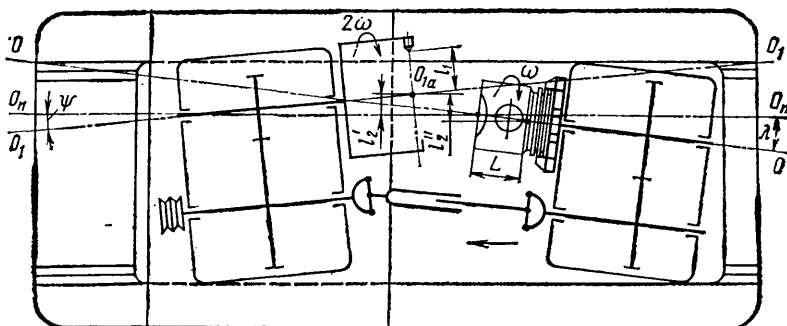


Рис. 1. Кинематическая схема станка для бескопирного обтачивания поршней

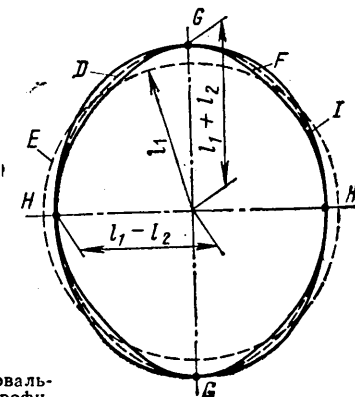


Рис. 2. Виды получаемых овальных кривых поперечного профиля поршней

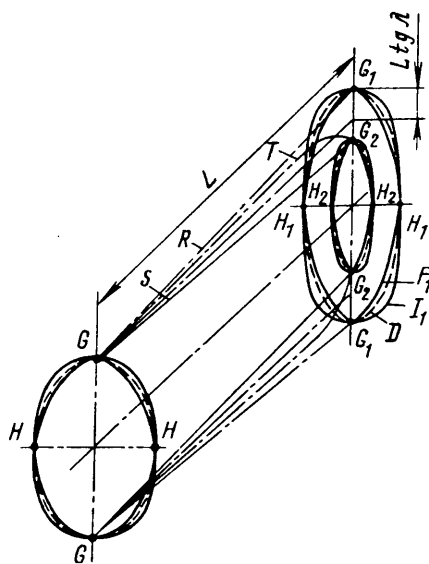


Рис. 3. Виды получаемых овальных кривых поперечного профиля, переменных по длине обработки

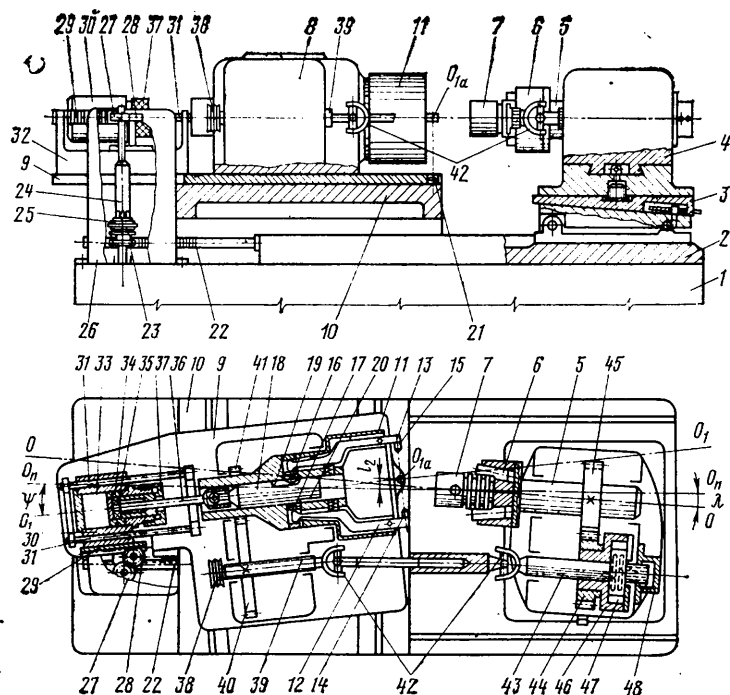


Рис. 4. Конструктивная компоновка станка для бескопирного обтачивания поршней

Инструментальная бабка располагается на мостике, который жестко связан со станиной станка, а бабка изделия устанавливается на столе станка, который перемещается с ускоренной и рабочей подачей в направлении $O_n O_n$.

Постоянные по длине обработки поперечные профили поршней получаются при нулевом угле поворота λ оси OO вращения изделия относительно направления подачи стола $O_n O_n$ как в горизонтальной плоскости, так и в вертикальной.

Настройкой взаимного положения осей вращения шпинделя бабки изделия и инструментального шпинделя обеспечивается получение соответствующих профилей. Окружность радиуса I_1 образуется при совмещении осей вращения шпинделей бабки изделия OO и инструментального шпинделя $O_1 O_1$ с направлением подачи $O_n O_n$ (рис. 2, кривая E).

При смещении осей OO и $O_1 O_1$ параллельно направлению $O_n O_n$ на величину I_2 получаем основной эллипс с малой $I_1 - I_2$ и большой $I_1 + I_2$ полуосями (рис. 2, кривая D).

Для получения овальных кривых, охватывающих эллипс, с полуосями $I_1 - I_2$ и $I_1 + I_2$ кроме параллельного смещения осей OO и $O_1 O_1$ необходимо развернуть ось $O_1 O_1$ на угол коррекции ψ (см. рис. 1) в горизонтальной плоскости, обеспечив величину I_2 от точки O_{1a} до оси OO вращения шпинделя и величину радиуса вращения вершины резца относительно оси $O_1 O_1$, равную $I_1 / \cos \psi$ (рис. 2, кривая I).

Овальные кривые, охватываемые эллипсом, получаются при развороте оси вращения инструментального шпинделя $O_1 O_1$ на угол коррекции ψ , смещении оси вращения поршня OO в вертикальной плоскости относительно точки O_{1a} на величину I_2 и радиусе вращения вершины резца, равном I_1 .

Анализ механизма с шарнирно связанными звеньями I_1 и I_2 показывает, что при изменении в процессе обработки величины звена I_2 по определенному закону можно получить переменную овальность поршней по длине обрабатываемого изделия.

Переменные овальные сечения (рис. 3) характеризуются тем, что их большие GG и малые HH оси изменяются по длине L обрабатываемой поверхности поршня. Переменные по длине обработки поперечные профили поршней получаются при определенном угле поворота λ в вертикальной или горизонтальной плоскости оси OO вращения поршня относительно направления подачи стола $O_n O_n$.

Изменение величины звена I_2 в процессе обработки поверхности юбки длиной L относительно точки O_{1a} происходит от $I_2' I_2''$ и равно $L \tan \lambda$ (рис. 1 и 3).

Величина I_2 может увеличиваться или уменьшаться на соответствующее приращение $L \tan \lambda$ в зависимости от того, в какую сторону относительно направления $O_n O_n$ повернута на угол λ ось OO вращения поршня.

При движении стола к инструментальной бабке увеличивается смещение I_2 осей и по длине L обработки при постоянном радиусе I_1 вращения резца большая полуось возрастает на величину $L \tan \lambda$, а малая ось на такую же величину уменьшается.

Виды получаемых овальных кривых поперечного профиля — эллиптических, охватывающих эллипс и охватываемых эллипсом, переменных по длине обработки L , показаны на рис. 3.

Диапазон овальных профилей, охватываемых эллипсом и охватывающих эллипс, при углах коррекции ψ от 0 до 3° достаточен для подбора поперечных сечений поршней практически для всех видов двигателей.

При конструктивной разработке станка стояла задача обеспечить:

1) обработку профиля последовательно двумя резцами (первым — получистовое точение, вторым — окончательную обработку) с отводом резцов в конце прохода от обрабатываемой поверхности;

2) получение продольного сечения поршней не только прямой цилиндрической формы, но и бочкообразной, конусной и др.;

3) возможность настройки положения узлов станка с минимальными затратами времени.

При создании экспериментального образца станка для обтачивания поршней (рис. 4) была использована станина алмазно-расточного станка со стандартным гидроприводом, универсальной гидропанелью и шкафом-пультом ПШ-20.

На станине 1 смонтирован подвижной стол 2 с приспособлением 3 в виде системы плит. На приспособлении 3 установлен корпус 4 бабки изделия, несущий шпиндель 5 с патроном 6 и поршнем (изделием) 7. Приспособление 3 предназначено для смещения в двух взаимно перпендикулярных плоскостях оси OO шпинделя бабки изделия относительно оси $O_1 O_1$ вращения инструментального шпинделя, для наклона оси OO в вертикальной плоскости и разворота в горизонтальной плоскости на угол λ при настройке станка для получения поперечных сечений, переменных по длине обработки.

Корпус 8 инструментальной бабки жестко скреплен с плитой 9, установленной на мостике 10, связанном со станиной 1. Инструментальный шпиндель 11, расположенный в корпусе 8, оснащен резцедержавками 12, 13 с резцами 14, 15 для предварительной и окончательной обработки поршней. Резцедержавки с помощью ползунов 16, 17 связаны с копиром продольного профиля 18, имеющим две копирные поверхности 19, 20 и проходящим внутри инструментального шпинделя 11.

Разворот оси $O_1 O_1$ инструментального шпинделя 11 относительно направления $O_n O_n$ подачи стола на требуемый угол коррекции ψ осуществляется относительно закрепленного на мостике 10 пальца 21.

Для обработки соответствующих продольных профилей поршней бочкообразной, конусной и другой формы в станке предусмотрено устройство синхронного перемещения стола 2 с бабкой изделия и копира продольного профиля 18. Синхронизация движения осуществляется с помощью зубчатой рейки 22, скрепленной со столом 2 и находящейся в зацеплении с шестерней 23, передающей вращение валу 24 через электромагнитную муфту 25, которая включается одновременно с вклю-

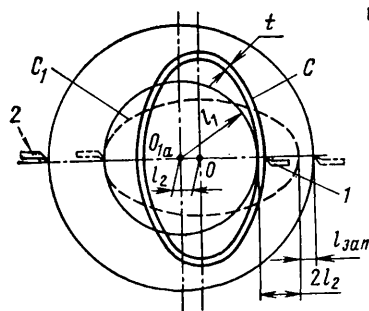


Рис. 5. Схема обработки поршней в два прохода

чением рабочей подачи стола 2. Вращение вала 24, установленного в корпусе 26, через шестерню 27, паразитную шестерню 28 обеспечивает перемещение рейки 29, жестко связанной с кареткой 30, которая перемещается по направляющим скалкам 31. Направляющие скалки рас-

положены в корпусе 32, жестко закрепленном на поворотной плите 9.

В каретке 30 имеется цилиндр 33, обеспечивающий перемещение поршня 34, в котором на подшипнике 35 установлена тяга 36, шарнирно связанная с копиром продольного профиля 18. Ход поршня 34 регулируется гайкой 37.

Предварительная обработка поршня (изделия) начинается при переднем положении поршня 34. Вращение от шкива 38 передается приводному валу 39 инструментальной бабки и с помощью шестерен 40, 41 с передаточным отношением 2:1 — инструментальному шпинделю 11, а через карданное соединение 42, приводной вал 43 и шестерни 44, 45 с передаточным отношением 1:1 — шпинделю 5 бабки изделия. Таким образом, шпиндель 5 изделия вращается с угловой скоростью ω , а инструментальный шпиндель 11 — со скоростью 2ω .

Шестерня 44 жестко закреплена на корпусе 46 лопастного цилиндра, который установлен на приводном валу 43 с возможностью поворота. Лопатки 47 закреплены на приводном валу 43 с диаметрально противоположных сторон и закрыты крышкой. На внутренней цилиндрической поверхности корпуса 46 установлены и закреплены сегментные упоры, образующие с лопатками 47 рабочие полости.

При подводе сжатого воздуха или жидкости с помощью распределителя 48 в соответствующие рабочие полости по каналам в приводном валу 43 происходит относительный поворот лопаток 47 вместе с приводным валом 43 и корпуса 46 лопастного цилиндра с закрепленной на нем шестерней 44 на угол 90° .

Обработка поршня (изделия) в два прохода, необходимо учитывать, что профиль С (рис. 5), образованный резцом 1 (на рис. 4 — резец 14) при предварительном точении, симметричен относительно оси ОО. Кроме того, резец 2 (на рис. 4 — резец 15) для окончательной обработки до переключения резцедержавок 12, 13 (см. рис. 4) не должен касаться обрабатываемой поверхности, а радиус его вращения относительно точки O_{1a} (рис. 5) должен быть больше радиуса вращения резца 1 на величину $K=2l_2+t+l_{зап}$ (t — глубина резания резца 2, $l_{зап}$ — необходимый зазор).

При переключении резцедержавок 12, 13 (см. рис. 4) после предварительной обработки, т. е. когда резцедержавка 12 с резцом 14 отводится от обрабатываемой поверхности, а резцедержавка 13 с резцом 15 подводится к этой поверхности, резец 15 займет положение, диаметрально противоположное резцу 14, и будет производить резание по профилю C_1 , развернутому на 90° по отношению к профилю С, обработанному резцом 14. Поэтому при последовательной обработке двумя резцами одновременно с переключением резцедержавок необходим еще и поворот поршня (изделия) 7 на 90° относительно резца 15.

Переключение резцедержавок происходит при движении поршня 34 с тягой 36 и копиром продольного профиля 18 в крайнее заднее положение. Копирные поверхности 19, 20 выполнены в виде лысок, причем в положении, показанном на рис. 4, вид сверху, с копирной поверхностью 19 контактирует ползун 16, что соответствует рабочему положению резцедержавки 12. При осевом перемещении копира продольного профиля 18 внутри инструментального шпинделя 11 синхронно с движением стола 2 резец 14 резцедержавки 12, находящийся в рабочем положении, перемещается по закону, заданному копирной поверхностью 19. Поскольку копирование происходит при небольших скоростях, равных скоростям рабочей подачи стола, профиль в продольном сечении обрабатываемого поршня можно получить бочкообразный, конусный и т. п. с высокой точностью, так как соотношение плеч резцедержавок 12, 13 равно 5:1. Изготовление копиров продольного профиля затруднений не представляет.

При обработке поршней с переменными поперечными профилями (в наладке, показанной на рис. 4, вид сверху) большая полуось поперечного профиля возрастает на величину $L \lg \lambda$, а малая полуось на эту же величину уменьшается. Следова-

тельно, если вести обработку с отключенным копиром продольного профиля на длине L , то образующая продольного профиля R (см. рис. 3) будет прямолинейной и конусной в плоскости, проходящей через большие оси GG и G_1G_1 поперечных сечений. Для получения эквидистантного поперечного профиля с меньшими по величине осями G_2G_2 и H_2H_2 и бочкообразным T или конусным S продольным профилем необходимо при профилировании копирных поверхностей на копире 18 учитывать величину угла λ .

Настройка станка для обработки поршней с переменными поперечными профилями аналогична настройке для обработки постоянных поперечных профилей, рассмотренных выше.

Анализ данных, характеризующих профиль поперечных сечений поршней отечественных и зарубежных двигателей, показывает, что эти профили, имеющие различную кривизну, описываются выведенными зависимостями и могут быть выполнены на станке для бескопирного обтачивания конструкции МАМИ. Конструкция станка защищена тремя авторскими свидетельствами СССР и запатентована в США, Англии, Италии, Австрии, Франции, Швейцарии, ФРГ.

Экспериментальными исследованиями определены параметры ведения технологического процесса, позволяющего обеспечить заданную шероховатость поверхности, точность геометрической формы профиля и размерную точность поршней.

Поскольку шероховатость поверхности незначительно зависит от скорости резания, то для повышения производительности процесса ее необходимо выбирать, исходя из стойкости режущего инструмента и динамических характеристик станка.

Окончательную обработку поршней целесообразно вести алмазными резцами при подаче $s=0,08-0,10$ мм/об, глубине $t=0,10-0,15$ мм и скорости $v=500-550$ м/мин. Шероховатость поверхности поршней, обработанных алмазными резцами, находится в пределах $\nabla 86-\nabla 9a$ классов.

На станке конструкции МАМИ обработаны опытные партии экспериментальных поршней как с постоянными, так и с переменными поперечными и бочкообразными профилями к двигателям автомобиля «Москвич-412» и его модификаций, ЗИЛ-130, к двигателям мотоциклов «ИЖ-Планета-спорт», «ИЖ-Планета 4», «ИЖ-Юпитер 4», а также поршней диаметром 105—150 мм к дизелям. Оценка размерной точности поршней, проведенная по отклонениям наибольшего диаметра поперечного сечения юбки, показывает, что отклонения не превышают 30 мкм при обработке партии из 600 шт. Погрешность геометрической формы профиля поперечных сечений поршней находится в пределах ± 5 мкм.

К достоинствам бескопирного метода обработки и конструкции станка относится также возможность быстрой переналадки для обработки требуемых профилей поршней. Переналадка осуществляется в течение 1 ч. Это является решающим фактором на стадии конструктивной отработки геометрических параметров поршней, поскольку при этом резко сокращается время цикла доводки и не требуется изготовления дорогих объемных копиров, особенно для поршней с переменным профилем.

Выполнение поршней овально-бочкообразными с переменным профилем и оптимальными параметрами, высокой размерной и геометрической точностью обеспечивает повышение работоспособности деталей цилиндро-поршневой группы и моторесурса двигателя в связи с ликвидацией возможности задиоров и прихватов поршней, существенным увеличением площади приработки юбки поршня и контакта его с цилиндром, уменьшением тепловых зазоров и снижением теплонапряженности деталей цилиндро-поршневой группы, устранением кромоного контакта поршней, уменьшением износа поршней и гильз.

Оптимальная величина приработки поршней с цилиндрами дает возможность профилировать поршни с полной несущей поверхностью юбки и отказаться от последующего их лужения после чистового обтачивания.

Опыт эксплуатации мотоциклов «ИЖ-Планета-спорт» убедительно показал преимущества овально-бочкообразных поршней с переменным профилем, работающих без лужения. Геометрические параметры этих поршней отработывались на станке конструкции МАМИ. Монтажные зазоры поршней и цилиндров составляют 0,02—0,03 мм, т. е. уменьшены примерно в 3 раза. Уже после 30 ч работы двигателя площадь приработки поршней составляет 60—70%. В результате эксплуатационных (дорожных) испытаний, проведенных производственным объединением «Ижмаш», установлено, что приработка поршней после гарантийного пробега составляет 80—90%, износ уменьшился в 2 раза.

Экономическая эффективность станка для бескопирного обтачивания поршней выявляется на стадии конструктивной разработки поршней и доводки двигателей. Эффект достигается благодаря тому, что не требуется изготовления дорогих копиров и сокращается время доводки двигателей.

В процессе эксплуатации двигателей экономический эффект достигается как за счет применения овально-бочкообразных поршней, так и за счет увеличения точности и качества их обработки. Это обеспечивает снижение мощности трения и, как следствие, экономии топлива, а также повышение моторесурса двигателей в целом.

Ожидаемый годовой экономический эффект при внедрении овально-бочкообразных поршней к двигателям автомобилей ЗИЛ-130, оптимальный профиль которых отработан с помощью станка конструкции МАМИ, в связи со снижением мощности трения и соответственно уменьшением расхода топлива составит свыше 2,2 млн. руб.

На базе исследований, проведенных Московским автомеханическим институтом, Вильнюсский станкостроительный завод «Комунарас» разработал опытно-промышленный образец горизонтального двухшпиндельного станка с гидростатическими подшипниками для бескопирной обработки поршней как с постоянным, так и с переменным профилем. Производительность

станка 600 тыс. поршней в год (140 шт/ч). В настоящее время заводом разработан и изготовлен промышленный образец двухшпиндельного горизонтального станка модели ВС-510.

Производственным объединением «Ижмаш» и Московским автомеханическим институтом совместно разработан для нужд мотопроизводства горизонтальный одношпиндельный станок модели 708ИТ МАМИ—ИЖ для бескопирной обработки овально-бочкообразных поршней. Шпиндели инструмента и бабки изделия смонтированы на подшипниках качения. Станок — переналаживаемый, что позволяет обрабатывать все мотоциклетные поршни отечественного производства. Производительность станка 200—300 тыс. поршней в год (50—70 шт/ч) в зависимости от типоразмера. Промышленный образец станка проходит испытания. Станок целесообразно использовать также для отработки оптимальных профилей поршней перспективных двигателей в конструкторско-экспериментальных отделениях заводов.

УДК 658.511

К вопросу оптимального построения и сравнительного анализа технологических процессов автоматизированного производства

Д-р техн. наук Л. И. ВОЛЧКЕВИЧ,

канд. техн. наук В. Г. ЛЕПИХОВ

МВТУ им. Н. Э. Баумана

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ процессы автоматизированного производства, выполняемые на автоматических линиях или поточных, состоящих из полуавтоматов и автоматов, имеют ряд специфических особенностей. Условия массового и крупносерийного производства обусловили экономическую целесообразность создания не только специального технологического оборудования, но и специальных заготовок.

Применение принципов дифференциации и концентрации операций определяет широкую вариантность построения технологических процессов. По существу при создании автоматизированного производства входными параметрами являются лишь технические требования к качеству готовых изделий и программа их выпуска. Комплекс технологических, структурных, конструктивно-компоновочных и эксплуатационных параметров выбирается непосредственно в процессе проектирования по единому критерию — экономическому оптимуму.

Поэтому при решении задач сравнительного анализа и оптимального построения технологических процессов и систем машин для условий автоматизированного производства начинает получать развитие принцип «от конца к началу». Этот принцип можно трактовать следующим образом. Единственными объективными требованиями качества являются технические условия на готовую продукцию — точность размеров и геометрической формы изделий, чистота поверхности, физико-химические свойства и т. д. Эти свойства окончательно формируются при выполнении последней, завершающей операции, для которой все предшествующие являются заготовительными, независимо от их количества и характера.

Отсюда можно сделать два принципиальных вывода:

1) основой анализа и оптимального построения технологического процесса должно быть исследование завершающей операции с целью оценки относительного влияния на точность готовых изделий обоих факторов — характеристик станков на завершающей операции и качества изделий перед этой операцией;

2) качество выполнения любых операций обработки, кроме последней, следует оценивать лишь с точки зрения того, как эти операции влияют на характеристики завершающей обработки.

Последний вывод можно интерпретировать также следующим образом: точность обработки на предварительных стадиях должна быть не выше того уровня, при котором он начнет оказывать существенное влияние на точность последней, завершающей операции. Целесообразность любых мероприятий по повышению точности выполнения предварительных операций должна конкурентно оцениваться в сравнении с эквивалентными, с точки зрения качества готовой продукции, мероприятиями для станков завершающей операции (схема обработки, жесткость конструкции, технологические режимы и т. д.).

Для реализации принципа многофакторного анализа необходимо получить функциональные зависимости между погрешностями обработки на предварительных стадиях (при их варьировании в широких пределах) и погрешностями готовых изделий. После этого полученные зависимости следует «реверсировать», т. е., задаваясь допустимой точностью готовых изделий,

определять необходимую точность выполнения предварительных операций.

Рассмотрим метод «искусственных партий», предлагаемый для получения и анализа таких функциональных зависимостей. Его сущность заключается в следующем. Из общего потока изделий после предварительной обработки искусственно формируется несколько партий изделий, отличающихся диапазоном рассеяния размеров. Целесообразно комплектовать партии изделий со следующими соотношениями между суммарным рассеянием D размеров и допуском δ на этот размер при выполнении данной операции: $D=0$ (вся партия подбирается из изделий с одинаковыми размерами, равными номинальному значению); $D=0,5\delta$, $D=\delta$, $D=1,5\delta$, $D=2\delta$ (погрешность размеров в партии вдвое превышает допустимые значения, следовательно, значительная часть изделий по данной операции должна быть отнесена к браку). Величина партии 100—150 шт., причем отдельные изделия в ней должны иметь размеры, распределенные по нормальному закону (кроме партии, подобранной по номинальному значению). Партии комплектуются путем измерения изделий в потоке и их отбора с использованием интервального метода. Например, при допустимых размерах изделий диаметром $38 \pm 0,12$ мм необходимо из общего их потока скомплектовать партию с характеристикой $D=0,5\delta = 0,12$ мм. Для нормального распределения внутри шестисигмового диапазона при делении его на 12 интервалов плотность вероятности попадания размеров в каждый интервал составляет 0,5; 1,7; 4,4; 9,2; 15,0; 19,2; 19,2; 15,0; 9,2; 4,4; 1,7 и 0,5%. Абсолютная величина размерного интервала в комплектуемой партии составляет $0,12 : 12 = 0,01$ мм. Тогда с учетом перечисленных вероятностей в состав партии (100 шт.) должны быть подобраны изделия следующих размеров:

| | | | |
|--------------------------|-------|-------------------------|--------|
| 37,94—37,95 мм | 1 шт. | 38,0—38,01 мм | 19 шт. |
| 37,95—37,96 | 2 . | 38,01—38,02 | 15 . |
| 37,96—37,97 | 4 . | 38,02—38,03 | 9 . |
| 37,97—37,98 | 9 . | 38,03—38,04 | 4 . |
| 37,98—37,99 | 15 . | 38,04—38,05 | 2 . |
| 37,99—38,0 | 19 . | 38,05—38,06 | 1 . |

Чтобы ускорить процесс, все партии можно комплектовать одновременно.

Скомплектованные партии изделий маркируются и пропускаются по всему технологическому маршруту обработки вплоть до последней операции с соответствующими измерениями. Порядок обработки изделий внутри партии не имеет значения, так как во всех случаях оцениваются только общий диапазон рассеяния и закон распределения. Результаты измерений сводятся в две основные диаграммы: поэтапного изменения рассеяния размеров для всех партий по ходу технологического процесса, а также взаимосвязи рассеяния размеров изделий после данной операции и готовых изделий.

В качестве примера на рис. 1 представлена диаграмма рассеяния размеров желоба подшипниковых колец 209/02 после токарной обработки 1, термической 2, черного 3 и чистового 4 шлифования. Были скомплектованы три партии колец с рассеянием размеров после токарной обработки $D=80$ мкм, $D=130$ мкм и $D=180$ мкм при допуске $\delta=150$ мкм. После тер-

Рис. 1

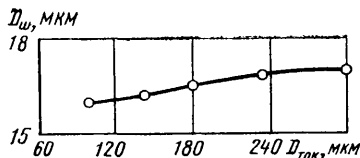
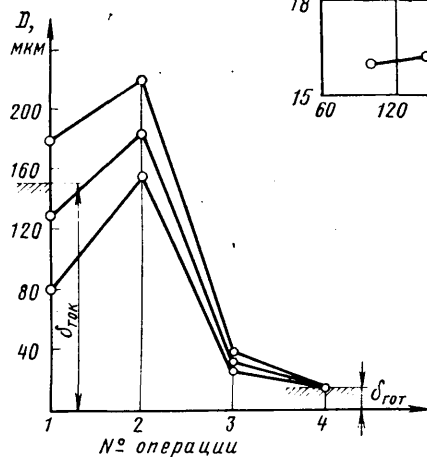


Рис. 2

мической обработки рассеяние размеров во всех партиях значительно возросло, причем произошло определенное «выравнивание»: если после токарной обработки рассеяние размеров отличалось в 2,25 раза, то после термообработки — только в 1,4 раза. После черного шлифования различие в погрешностях становится несущественным, а после чистового — незначительным.

Данная закономерность отмечается также и при других исследованиях. На рис. 2 приведена диаграмма функциональной взаимосвязи точности отверстий колец 209/02 после токарной обработки и после шлифования (размеры готовых деталей). Было скомплексовано пять партий деталей с суммарным рассеянием размеров 90, 135, 180, 225 и 300 мкм. Видно, что уве-

личение исходной погрешности во второй партии на 50% по сравнению с первой привело к увеличению погрешностей готовых изделий лишь на 2%; увеличение исходной погрешности в 3,5 раза привело к увеличению погрешностей готовых изделий лишь на 6%.

Расчеты показывают, что в данном случае точность отверстий колец на 94% определяется характеристиками последней операции (жесткость, геометрическая точность и виброустойчивость внутришлифовального автомата, технологические режимы и т. д.) и только на 6% — всеми предшествующими операциями технологического процесса.

Следовательно, с точки зрения обеспечения заданной точности готовых изделий высокая точность выполнения предварительных операций в данном случае не является необходимой. Иногда можно даже исключить токарную обработку путем получения точных заготовок и использования силового шлифования.

Таким образом, при использовании метода «искусственных партий» предметом сравнительного анализа становятся не характеристики отдельных изделий, которые всегда случайны, а только характеристики партий обрабатываемых изделий, которые отражают закономерности формирования качества. Метод позволяет как бы моделировать различные условия обработки, учитывая в совокупности влияние вариантности режимов, жесткости, виброустойчивости станков и т. д.

Метод «искусственных партий» позволяет также прогнозировать тенденции изменения точности готовых изделий вследствие ухудшения точностных показателей технологического оборудования в процессе его эксплуатации в любых конкретных условиях работы автоматических и поточных линий. Отсюда можно перейти к расчету требований к техническим характеристикам оборудования на любых стадиях выполнения технологического процесса и в конечном счете — к оптимальным задачам построения технологических процессов и систем машин.

ИНФОРМАЦИЯ

ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЯ СБОРОЧНЫХ РАБОТ ЗА РУБЕЖОМ

УДК 629.113.658.52.011.56

В ПОСЛЕДНИЕ годы в автомобильной промышленности большое внимание уделяется вопросам снижения трудоемкости и стоимости сборочных работ, составляющих значительную часть в общей трудоемкости и стоимости изготовления автомобиля. Трудоемкость сборочных работ составляет около 50% трудоемкости механической обработки, а доля сборочных работ в общей трудоемкости изготовления автомобиля 20—30%, превышая другие виды работ, кроме механической обработки. В настоящее время наблюдается тенденция к дальнейшему увеличению доли сборочных работ в связи с опережающими темпами развития и внедрения в изготовительных и обрабатывающих цехах прогрессивных технологических процессов, обеспечивающих высокую производительность и точность изготавливаемых деталей. Уровень механизации сборочных работ за рубежом достигает 52%, а уровень автоматизации не превышает 10—15% [1].

При более широком внедрении ручного механизированного инструмента, многошпиндельных завертывающих машин и устройств уровень механизации сборочных работ можно повысить при сравнительно небольших затратах. Срок окупаемости ручного механизированного инструмента не превышает одного года.

Энерговооруженность одного сборщика в настоящее время составляет 1 кВт на машиностроительных заводах Чехословакии, 1,7 кВт — Англии, 5 кВт — США [2].

Практика показывает, что применение автоматизированных машин для за-

вертывания винтов позволяет снизить трудоемкость сборки резьбовых соединений до 60%.

На заводе концерна Форд в г. Кельне (ФРГ) работает автоматизированная линия сборки автомобильных двигателей производительностью 1800 двигателей в день (за две смены). В линии установлено шесть 10-шпиндельных завертывающих станков-автоматов для крепления крышек коренных подшипников, две 23-шпиндельные завертывающие машины для крепления масляного картера к блоку цилиндров и четыре автомата для завертывания и затягивания свечей зажигания, шпилек и гаек крепления выпускного патрубка [3]. На заводе этого же концерна в г. Лиме (США) для сборки четырехцилиндровых автомобильных двигателей применяются винтозавертывающие автоматы, оснащенные электронной системой контроля момента затягивания.

Опыт автозаводов свидетельствует, что только комплексная механизация основных и вспомогательных работ обеспечивает успешное развитие сборочного производства со значительным повышением его эффективности.

Известно, что автоматизация сборочных процессов требует значительных затрат и может быть оправдана экономически лишь в массовом производстве при относительно стабильной конструкции собираемых изделий.

Для уменьшения затрат на автоматизацию при изготовлении сборочных линий и машин применяют агрегатный принцип, т. е. используют стандартные, унифицированные и нормализованные

узлы и детали, что обеспечивает сравнительно быструю переналадку при изменении конструкции собираемых изделий.

По данным американской фирмы Теледайн Пресижн (г. Цинциннати), при переделке линии агрегатного типа для сборки замков автомобильных дверей было сэкономлено около 300 тыс. долл., что составляет 66% стоимости новой линии [4].

Специалисты американской корпорации Боудайн считают, что в случае переделки сборочных линий около 50% входящих в нее агрегатов может быть вторично использовано при смене изделий [5].

Накопленный опыт показывает, что сборочные машины и линии более рентабельны при смешанном выполнении на них автоматических и ручных операций. Операции, автоматизация которых затруднена и при этом требуются сложные и дорогие сборочные машины и устройства, экономичнее выполнять вручную. Примером может служить линия подобного типа, созданная фирмой Бендикс-Бум (г. Энн Арбор) для сборки дифференциала. Семь операций на линии выполняются автоматически, три — полуавтоматически и пять — с ручным обслуживанием.

До последнего времени считали, что для рентабельности автоматизации сборки минимальным является выпуск 300 изделий в час, при двухсменной работе это составляет около 1200 тыс. изделий в год. В настоящее время, по мнению фирмы Стэндрд Тул Мэнифакчеринг (Стамко), применение современных методов компоновки сборочных ли-

ний агрегатного типа позволяет снизить выпуск изделий до 100—80 в час, что при двухсменной работе составляет около 400 тыс. изделий в год [4].

Для обеспечения экономичности и эффективности автоматизированной сборки изготавливаемые детали должны удовлетворять ряду специфических требований. Так, в целях обеспечения полной взаимозаменяемости деталей допуски на размеры необходимо выдерживать в более узких пределах, чем те, которые определены по конструктивным соображениям. Детали на сборку должны подаваться чистыми и сухими, заусенцы должны быть тщательно удалены. Связанное с этим некоторое удорожание процессов обработки оправдывается эффектом, получаемым от автоматизации сборки, и высоким качеством собранного изделия.

Большое значение имеет технологичность конструкции собираемых изделий, которые должны состоять из возможно меньшего числа отдельных деталей. Поэтому выгодно применять более сложные штамповки, отливки, получаемые под давлением или по выплавляемым моделям, детали, прессуемые из порошков и изготавливаемые из пластмасс, в результате чего сокращается число отдельных деталей в изделии и упрощается сборка.

В настоящее время сборочные машины (автоматы и полуавтоматы) и линии изготавливаются в основном двух видов: синхронные — с жесткой связью позиций и несинхронные — с гибкой связью. Сборочные машины двух основных типов: с поворотным столом (роторные) и прямолинейные — оснащаются устройствами для контроля работы исполнительных органов, для ориентирования и подачи деталей, а также для контроля качества собираемых изделий.

На синхронных сборочных машинах собирают относительно простые малогабаритные изделия, состоящие не более чем из 10 деталей, для которых время обработки примерно одинаково. На несинхронных сборочных линиях можно собирать более 50 деталей. При этом позиции ручной и автоматической сборки могут быть размещены в любой последовательности, а «узкие места» устранены применением нескольких параллельно работающих позиций. Опыт показал, что наименьшая величина ритма у линии несинхронного типа составляет 3,3 с, что соответствует производительности 1100—1200 изделий в час. В настоящее время все большее применение находят несинхронные линии со свободным ритмом.

Для управления сборочными машинами, линиями, конвейерами, складами на автозаводах используют программируемые управляющие электронные устройства и малые ЭВМ (в системе АСУ ТП). Электронные системы, используемые вместо сложной и ненадежной в работе релейно-контактной автоматики, легко позволяют стыковать оборудование с АСУП, обеспечивая контроль и выдачу информации о состоянии производственного процесса.

При автоматизированной сборке затраты на электронные системы окупаются в связи с повышением производительности и качества выпускаемых изделий. Повышение производительности обеспечивается благодаря сокращению простоев в результате получения своевременной, надежной и точной информации о возникающих трудностях, что способствует быстрейшему их исправлению

и ликвидации. Другое преимущество электронных систем заключается в легкости программирования, изменения или замены программы, что позволяет производить переналадки на любую последовательность выполнения работ.

Благодаря тому, что на автоматизированную сборку поступают проверенные, соответствующие техническим условиям детали и узлы, гарантируется контроль, осуществляемый с помощью электронных систем [6 и 7].

Примером применения сборочных машин и линий может служить специализированный механосборочный завод фирмы Шевроле в г. Сэгино (США), выпускающий более 20 тыс. тормозов в день для всех автомобилей корпорации Дженерал моторс (кроме автомобилей Кадиллак). Полная производственная мощность завода — 40 тыс. тормозов в день.

Весь комплекс сборочных операций осуществляется на 18 автоматизированных линиях несинхронного типа, в которые встроены сборочные машины, автоматические выполняющие многообразные операции, начиная с приклеивания маркировочной этикетки и кончая прецизионной затяжкой болтов на линии общей сборки тормозов.

Собранные тормоза автоматически укладываются в специальные контейнеры с ламинационной облицовкой для отправки на автосборочный завод.

В сборочных машинах предусмотрены узлы блокировки, которые срабатывают в случае поступления детали с отклонениями от требований.

Для обеспечения бесперебойной работы сборочных линий рядом с наиболее ответственными автоматическими позициями, на случай неполадок в них, имеются резервные позиции ручной сборки. За основными контрольными и испытательными позициями находятся участки доводки, где исправляются дефекты, обнаруженные в собираемых узлах. Важную роль в освоении и эксплуатации автоматического оборудования имеет подбор квалифицированного обслуживающего персонала.

Весь комплекс завода управляется электронной системой. Первая часть системы управляет распределением материалов и обслуживает все загрузочно-разгрузочные позиции, вторая часть управляет непосредственно технологическими процессами на автоматизированных линиях.

Управление и контроль производственного процесса осуществляются 10 малыми ЭВМ, подключенными к большой ЭВМ модели PDP-10, в которой собирается информация со всех рабочих и загрузочных позиций. Кроме того, в резерве находится одна малая ЭВМ модели P-2000, которая используется при обучении обслуживающего персонала.

Для увеличения надежности работы комплекса ЭВМ при управлении и контроле всех рабочих и загрузочных позиций применяются резервирование, диагностические проверки и подтверждение получаемой информации.

Опыт завода показывает, что автоматизированная сборка в сочетании с предварительной сортировкой и контролем деталей обеспечивает почти 100%-ную надежность выпускаемой продукции.

На заводе концерна Форд в г. Стерлинге (США), где выпускаются агрегаты шасси [5], после модернизации проработавшей более 10 лет линии сборки задних мостов в час собирается 1200 задних мостов 19 типоразмеров.

На линии имеется девять позиций. Около 60 приспособлений-спутников установлены на плитах, смонтированных на поворачиваемом с помощью кулачково-роликкового механизма устройстве. Приспособления одного вида осуществляют установку семи задних мостов разного размерного исполнения, а переналадка их производится быстро, так как приспособления на плитах не закреплены болтами или зажимами, а зафиксированы двумя горизонтальными подвижными штифтами, являющимися одновременно звеньями блокировочной системы.

В случае неправильного исполнения какой-либо сборочной операции или неисправности на одной из рабочих позиций оба штифта (или один) автоматически сдвигаются с правильного положения и оператору подается сигнал о дефекте, после чего прекращаются операции по сборке моста, находящегося на данном приспособлении.

На линии последовательно выполняются операции загрузки вручную картера моста, автоматической установки в его фланце болтов, запрессовки болтов гидрорессом, установки вручную сепаратора подшипника, запрессовки подшипника прессом, автоматической сборки сепаратора, запрессовки сепараторного кольца, ручной разгрузки собранного узла.

При модернизации линии имевшиеся ранее средства контроля усилия прессования были усовершенствованы путем встраивания электронного контрольного устройства. Величина усилий прессования передается датчиком на градуированную шкалу считывающего прибора. Одновременно с этим сигналы датчика поступают на блокирующие органы прибора, налагаемые на определенные диапазоны нагрузок. В тех случаях, когда нагрузка оказывается в пределах допускаемых границ, на пульте управления линии загорается зеленая сигнальная лампа и одновременно подается команда на штифты плиты соответствующего приспособления, которые, сдвигаясь, приводят к прекращению дальнейших операций сборки этого узла. Если нагрузка выходит за пределы минимальной или максимальной величины, загорается красная сигнальная лампа.

Сборка на одной линии задних мостов 19 типоразмеров с пятью разными маслоуплотнителями, устанавливаемыми на различную глубину, требует частой переналадки линии. Переналадка производится путем смены на каждом из сборочных агрегатов пуансонов, подающих маслоуплотнители, и смещения вперед или назад подающих маслоуплотнители головок. Точное позиционирование этих головок осуществляется посредством ввода в соответствующие установочные отверстия фиксаторных штифтов диаметром 25,4 мм. Для переналадки механизма выдачи маслоуплотнителей производится смена на индексированных поворотных питателях трубок, подающих маслоуплотнители. У головок, подающих маслоуплотнители, установлены решетчатые ограждения, заблокированные с приводом этих головок. Блокировочное устройство имеется также и на разгрузочной позиции.

Дальнейшая разработка и внедрение прогрессивной механизированной и автоматизированной технологии и организации сборочных работ с использованием программного управления и ЭВМ будет способствовать росту эффективности об-

ественного производства и качества работ, а также повышению производительности труда.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Caverni V. — „Rivista di meccanica“, 1974, vol. 25, № 562, pp. 9—12.
2. Юзепчук С. А. — «Экономика и ор-

ганизация промышленного производства», 1973, № 5.

3. „American Machinist“, 1971, vol. 115, № 24, pp. 53—54.

4. Wilson R. A. — „Iron Age“, 1972, vol. 29, № 26, pp. 82—84.

5. „Production“ (USA), 1972, vol. 69, № 6, pp. 90—93; 1973, vol. 70, № 1, pp. 88—89.

6. Розенштейн М. Я. Автоматизированные системы управления в механо-сборочном производстве зарубежной автомобильной промышленности. М, НИИНавтопром, 1972.

7. Розенштейн М. Я. — «Автомобильная промышленность», 1970, № 9; 1975, № 11; 1976, № 10.

М. Я. РОЗЕНШТЕЙН

НОВЫЙ БЕЗОПАСНЫЙ ЛЕГКОВОЙ АВТОМОБИЛЬ КЭЛСПЕН-КРАЙСЛЕР

УДК 629.114.788

НАЦИОНАЛЬНОЕ управление безопасности дорожного движения США, научно-исследовательская фирма Кэлспен и концерн Крайслер завершили работы по созданию перспективного пятиместного безопасного автомобиля, общий вид которого показан на рис. 1. По сообщению печати, на разработку легкового автомобиля и изготовление 12 опытных его образцов было затрачено 3,1 млн. долл.

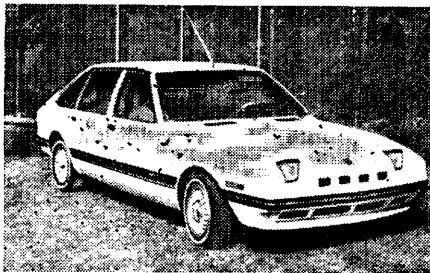


Рис. 1. Общий вид автомобиля Кэлспен-Крайслер

Автомобиль Кэлспен-Крайслер создан на базе легкового автомобиля Симка моделей 1306, 1308, в конструкцию которого внесены изменения, обеспечивающие безопасность пассажиров и водителя при столкновении автомобиля с неподвижным препятствием на скорости движения 80 км/ч, а также с другими

токсичных компонентов в отработавших газах отвечает требованиям, действующим в штате Калифорния.

Переднее поперечное расположение двигателя и привод на передние ведущие колеса обеспечили создание оптимальной защитной зоны при минимальной общей длине автомобиля. Оптимальную форму и жесткость передней части автомобиля определяли с помощью ЭВМ.

Автомобиль снабжен привязной системой с надувными ремнями безопасности. Шины новой конструкции в случае падения в них давления позволяют автомобилю двигаться на расстоянии 80 км со скоростью 80 км/ч. Ударопрочный топливный бак расположен сзади и надежно защищен. Длина передней части автомобиля до перегородки, отделяющей двигатель от салона, увеличена на 76 см. Для сидящих впереди кроме набедренных ремней, прикрепленных нижними концами к дверному кронштейну 1 двери (рис. 2), предусмотрены надувные плечевые ремни с ограничителями усилия натяжения,

на ремне перемещается назад в нормальное (рис. 2, точка А) и переднее (точка В) положения с помощью электродвигателя 2 для фиксации или освобождения пассажира при закрывании и открывании дверей. Конструкция кузова и его усиленные элементы показаны на рис. 3. Основанием для усиления элементов кузова послужили расчеты, а также динамические и статические испытания, давшие объективную оценку безопасности автомобиля при столкновениях.

Дополнительными мерами для повышения безопасности пассажиров в салоне автомобиля являются введение в конструкцию кузова дуг безопасности, облицовка дверных стоек мягким материалом и установка энергопоглощающей рулевой колонки, состоящей из трех частей. Тормозная система автомобиля Кэлспен-Крайслер отличается от тормозной системы базового автомобиля тем, что от главного тормозного цилиндра включаются тормоза одного переднего колеса и диагонально противоположного заднего.

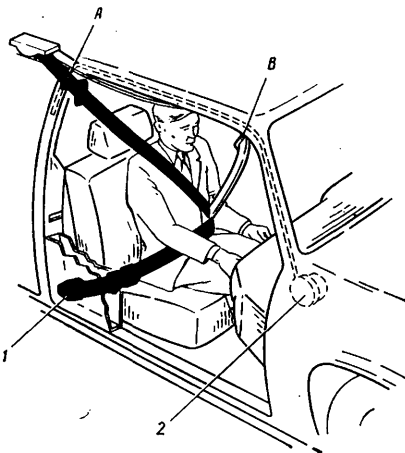


Рис. 2. Элементы системы пассивной безопасности

автомобилями при ударе сбоку на скорости 72 км/ч и при ударе сзади на скорости 80 км/ч. Масса автомобиля 1203 кг. Двигатель — карбюраторный четырехцилиндровый рабочим объемом 1,4 л. Расход топлива на 100 км при движении по дорогам с твердым покрытием составляет 7,8 л. Содержание

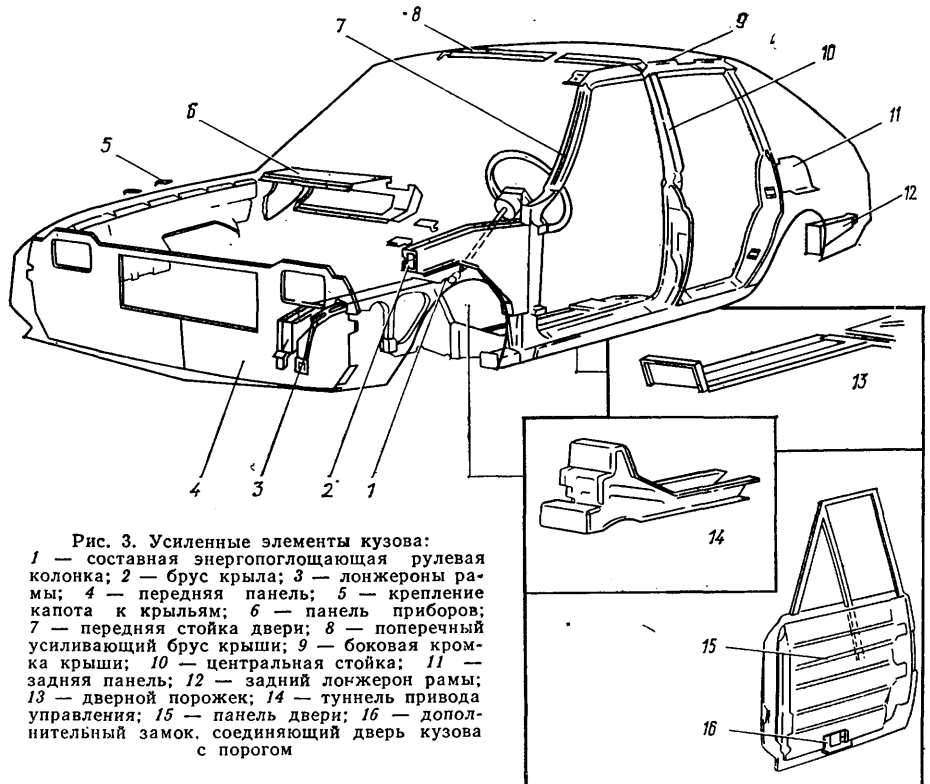


Рис. 3. Усиленные элементы кузова:

1 — составная энергопоглощающая рулевая колонка; 2 — брус крыла; 3 — лонжероны рамы; 4 — передняя панель; 5 — крепление капота к крыльям; 6 — панель приборов; 7 — передняя стойка двери; 8 — поперечный усиливающий брус крыши; 9 — боковая кромка крыши; 10 — центральная стойка; 11 — задняя панель; 12 — задний лонжерон рамы; 13 — дверной порожок; 14 — туннель привода управления; 15 — панель двери; 16 — дополнительный замок, соединяющий дверь кузова с порогом

а также упоры для колен, установленные на переднем щитке автомобиля. На заднем сиденье используются обычные комбинированные набедренные и плечевые ремни с трехточечным креплением и ограничителями натяжения. Верхние концы ремней прикреплены над дверьми около центральных стоек кузова. Хомут

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. „Automotive Industries“, 1977, vol. 156, № 1, pp. 42—43.
2. „ATA“, 1977, № 3, p. 104.
3. „TU“, 1977, Bd. 18, № 3, S. 90.

Канд. техн. наук И. И. СЕЛИВАНОВ

ДОСТИЖЕНИЯ ОТЕЧЕСТВЕННОГО АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЯ

(По материалам выставки «Автопром—77»)

НА ВДНХ СССР в июле—сентябре 1977 г. функционировала тематическая выставка «Опыт предприятий автомобильной промышленности — победителей во Всесоюзном социалистическом соревновании» («Автопром—77»), которая показала достижения передовых предприятий отрасли в девятой пятилетке и рассказала о перспективах их развития в 1976—1980 гг.

На выставке была отражена роль партийных, профсоюзных и комсомольских организаций в борьбе за претворение в жизнь решений XXV съезда КПСС, успешное выполнение заданий десятой пятилетки на основе дальнейшего разветвления социалистического соревнования.

За годы Советской власти автомобильная промышленность добилась больших успехов: в 1924 г. было выпущено 10 первых отечественных автомобилей, в 1975 г. — 1964 тыс., а в 1980 г. будет произведено 2,1—2,2 млн.

Построено 16 новых заводов. Полностью освоены проектные мощности Волжского автозавода им. 50-летия СССР. В декабре 1976 г. введена в действие первая очередь Камского автозавода по производству автомобилей большой грузоподъемности.

Автомобильная промышленность выпускает грузовые и легковые автомобили, автобусы, прицепы и полуприцепы, автопогрузчики, мотоциклы, мопеды, велосипеды, автотракторное оборудование, подшипники и приборы для различных отраслей народного хозяйства. Большой вклад вносят автомобилестроители в укрепление материально-технической базы сельского хозяйства. Селу в девятой пятилетке поставлено 1100 тыс. грузовых автомобилей и запасные части к ним.

Более чем в 80 стран направляет свою продукцию наша автомобильная промышленность.

Выставка рассказала о ценных починах автомобилестроителей, направленных на повышение эффективности производства и качества работы. Генеральный секретарь ЦК КПСС тов. Л. И. Брежнев в Отчетном докладе на XXV съезде говорил, что широко подвизачена инициатива коллектива Московского автозавода им. И. А. Лихачева по ускорению внедрения в производство достижений науки и техники, увеличению выпуска продукции высшего качества.

Удельный вес продукции с государственным Знаком качества в общем объеме валовой продукции составляет 33,4%.

Представлены были передовые предприятия — победители во Всесоюзном социалистическом соревновании. Среди них Белорусское объединение по производству большегрузных автомобилей, Волжское объединение по производству легковых автомобилей, Горьковский автозавод, Кременчугский автозавод им. 50-летия Советской Украины, Уральское объединение по производству грузовых автомобилей, Первый государственный подшипниковый завод, Четвертый государственный подшипниковый завод, а также награжденные орденом Октябрьской Революции Московский автозавод им. И. А. Лихачева, Ярославский моторный завод, Запорожский ав-

тозавод «Коммунар» и другие предприятия.

На заводах отрасли проводится механизация и автоматизация производства. В настоящее время в отрасли работают 536 комплексно-механизированных и автоматизированных цехов и участков, 2909 автоматических линий, 950 из них внедрены в производство в девятой пятилетке.

Огромное значение в деле повышения производительности труда имеет внедрение автоматизированных систем управления производством. В отрасли АСУП действуют на предприятиях, выпускающих 65% продукции, а в десятой пятилетке будет введено 35 автоматизированных систем, 20 вычислительных центров, более 100 ЭВМ третьего поколения.

Важная народнохозяйственная проблема — борьба с загрязнением окружающей среды — решается в отрасли созданием газобаллонных автомобилей, опытных образцов электромобилей, а также совершенствованием рабочего процесса карбюраторных двигателей и дизелей, в результате чего снижается их токсичность.

Первое место в нашей стране по выпуску грузовых автомобилей средней грузоподъемности занимает Московский автозавод им. И. А. Лихачева (производственное объединение ЗИЛ). Завод выпускает следующие основные виды продукции: двухосный автомобиль общего назначения ЗИЛ-130, трехосный автомобиль высокой проходимости ЗИЛ-131, трехосный автомобиль общего назначения ЗИЛ-133, легковой автомобиль высшего класса ЗИЛ-117. На базе основных моделей грузовых автомобилей завод производит различные их модификации.

В десятой пятилетке будет освоен выпуск нового автомобиля ЗИЛ-169 с дизелем, что позволит создать автопоезда различного назначения грузоподъемностью 12—14 т.

На выставке был показан грузовой автомобиль ЗИЛ-130Г с бортовой платформой и удлиненной базой типа 4×2, который предназначен для перевозки различных грузов по дорогам всех категорий.

Кабина автомобиля ЗИЛ-130Г — цельнометаллическая, закрытая, трехместная, с панорамным ветровым стеклом. Платформа — деревянная, с пятью от-

кидными бортами размером 4680×2326×575 мм.

На выставке также экспонировался грузовой автомобиль ЗИЛ-131 высокой проходимости типа 6×6, предназначенный для перевозки грузов по дорогам всех категорий и в условиях бездорожья. Кабина автомобиля — цельнометаллическая, закрытая, трехместная, с теплоизоляцией и панорамным ветровым стеклом. Платформа — деревянная, задний борт откидной размером 3600×2322×346 мм.

Автомобили ЗИЛ экспортируются в 50 стран мира. План первого года десятой пятилетки выполнен досрочно, 27 декабря. 25 декабря 1976 г. с главного конвейера сошел 200-тысячный автомобиль ЗИЛ-130.

Автозаводы участвуют в движении за коммунистическое отношение к труду. Почин рабочих Н. Г. Пимкиной, Н. Ф. Асташкина, А. С. Кувшинова, А. Н. Яшиной: «Личный план двух лет десятой пятилетки — к 60-летию Великого Октября!» подхватили свыше 5 тыс. рабочих.

На выставке были представлены действующие автоматы и полуавтоматы, инструменты и приспособления, обеспечивающие повышение производительности труда на 15—20%.

Одним из крупнейших предприятий страны является Горьковский автозавод (производственное объединение ГАЗ), который выпускает грузовые и легковые автомобили. На выставке экспонировались грузовые газобаллонные автомобили ГАЗ-52-074 и ГАЗ-53-07, созданные на базе грузовых автомобилей ГАЗ-52-04 и ГАЗ-53А соответственно. В качестве топлива в автомобилях используется бутанопропановая смесь. Основными преимуществами автомобилей, работающих на сжиженных газах, являются: снижение токсичности отработавших газов по окиси углерода в 6—8 раз, углеводородам на 15—20% и окислам азота на 10—12% по сравнению с автомобилями, работающими на бензине; снижение расхода топлива в среднем на 0,6—0,8 кг/100 км, увеличение ресурса работы двигателя на 20—25%.

Указанные автомобили предназначены для перевозки различных народнохозяйственных грузов в столичных, курортных и крупных промышленных городах.

Техническая характеристика автомобиля ЗИЛ-130Г

| | |
|--|---|
| Полезная нагрузка в кг | 6000 |
| Полная масса буксируемого прицепа в кг | 8000 |
| Масса автомобиля в снаряженном состоянии в кг | 4575 |
| Полная масса в кг | 10 800 |
| Распределение полной массы в кг: | |
| на переднюю ось | 2900 |
| на задний мост | 7900 |
| Габаритные размеры в мм | 7610×2500×2400 |
| База в мм | 4500 |
| Колея колес в мм: | |
| передних | 1800 |
| задних | 1790 |
| Наименьший дорожный просвет в мм | 270 |
| Двигатель: | |
| число и расположение цилиндров | 8, V-образное |
| диаметр цилиндра и ход поршня в мм | 100×95 |
| степень сжатия | 6,5 |
| номинальная мощность при 3200 об/мин в л. с. | 150 |
| наибольший крутящий момент при 1800—2000 об/мин в кгс·м | 41 |
| Колеса | Дисковые, разборные 7.00—20 |
| Шины | Пневматические, камерные 260—508 или 260—508P |
| Наибольшая скорость в км/ч | 90 |
| Путь торможения со скорости 50 км/ч в м | 27 |
| Контрольный расход топлива при скорости 40 км/ч в л/100 км | 28 |

Техническая характеристика автомобиля ЗИЛ-131

| | |
|---|---|
| Полезная нагрузка в кг | 3500 |
| Полная масса буксируемого прицепа в кг | 4000 |
| Масса автомобиля в снаряженном состоянии в кг | 6700 |
| Полная масса в кг | 10 425 |
| Распределение полной массы в кг: | |
| на передний мост | 3360 |
| на заднюю тележку | 7065 |
| Габаритные размеры в мм | 7040×2500×2975 (по тенту) |
| База в мм | 3350+1250 |
| Колея в мм | 1820 |
| Наименьший дорожный просвет в мм | 330 |
| Двигатель: | |
| число и расположение цилиндров | 8, V-образное |
| диаметр цилиндра и ход поршня в мм | 100×95 |
| рабочий объем цилиндров в л | 6 |
| степень сжатия | 6,5 |
| номинальная мощность при 3200 об/мин в л. с. | 150 |
| наибольший крутящий момент при 1600—1800 об/мин в кгс·м | 41 |
| Колеса | Дисковые, разборные, 9. ОРГ—20 |
| Шины | 12.00—20, специальные, переменного давления |
| Лебедь | Горизонтальная, червячная, установлена на переднем конце рамы |
| Глубина преодолеваемого брода в м | 1,4 |
| Наибольшая скорость в км/ч | 80 |
| Путь торможения со скорости 50 км/ч в м | 29 |
| Контрольный расход топлива при скорости 30—40 км/ч в л/100 км | 40 |

Ресурс автомобиля до первого капитального ремонта повышен до 200 тыс. км пробега.

Горьковский завод выпускает легковой автомобиль большого класса ГАЗ-14 «Чайка» вместимостью 7 человек, с 3 рядами сидений (два сиденья среднего ряда — откидные).

На автомобиле установлен V-образный восьмицилиндровый двигатель ГАЗ-14 рабочим объемом 5,53 л, развивает максимальную мощность 220 л. с. и крутящий момент 46 кгс·м. Система охлаждения герметичная, состоит из радиатора с горизонтальным потоком охлаждающей жидкости и расширительного бачка.

Система зажигания контактно-транзисторная, экранированная, генератор переменного тока мощностью 800 Вт.

Автоматическая передача состоит из гидротрансформатора и трехступенчатой коробки передач, управляемой рычажным селектором. Карданная передача двухвальная, с промежуточной опорой, задний мост — с неразъемным картером.

Передняя подвеска — независимая, пружинная, бесшкворневая. Шарниры стойки подвески и рулевой трапеции шаровые с герметичным уплотнением.

Задняя подвеска установлена на продольных асимметричных рессорах и с дополнительным резиновым буфером в виде полого цилиндра.

Рулевое управление включает в себя рулевой механизм с глобондальным червяком и двойным роликом, разрезную рулевую колонку с энергопоглощающей соединительной муфтой и рулевое колесо с предохранительной мягкой накладкой на спицах, служащей кнопкой звукового сигнала. Гидроусилитель руля действует на рулевые тяги.

Тормозная система имеет дисковые передние и барабанные задние тормоза. Привод тормозов гидравлический с двумя независимыми контурами, каждый из которых действует на тормоза обоих передних и одного из задних колес. В систему привода встроен сигнализатор выхода из строя одного из контуров.

Система усиления состоит из трех усилителей: одного вакуумного и двух гидровакуумных — по одному в каждом контуре. Стояночный тормоз действует на колодки задних тормозов и имеет механический привод от ножной педали.

Рама автомобиля — стальная, штампованная, сварная, хребтового типа.

Техническая характеристика автомобиля ГАЗ-53-07

| | |
|---|--|
| Грузоподъемность в кг | 4000 |
| Масса автомобиля в снаряженном состоянии в кг | 3450 |
| Габаритные размеры в мм | 6395×2380×2200 |
| База в мм | 3700 |
| Двигатель | Четырехтактный, V-образный, восьмицилиндровый ГАЗ-53-07 |
| Модель | |
| Степень сжатия | 8,5 |
| Рабочий объем цилиндров в л | 4,25 |
| Номинальная мощность при 3200 об/мин в л. с. | 115 |
| Максимальный крутящий момент при 2000—2500 об/мин в кгс·м | 29 |
| Минимальный удельный расход топлива в г/л. с. ч | 225 |
| Карбюратор | 112.1107 |
| Газовый смеситель | СГ-250 двухкамерный с ограничителем частоты вращения А13Б или А7,5УС, ГОСТ 2043—54 |
| Свечи зажигания | Один, расположен на левом лонжероне рамы за кабиной под платформой |
| Газовый баллон | |
| Заправочные емкости в л: | |
| газового баллона | 170 |
| системы охлаждения | 23 |
| системы смазки двигателя | 8 |
| Максимальное рабочее давление в баллоне в кгс/см ² | 16 |
| Испаритель сжиженного газа | Водяной, разборный, включен в систему охлаждения двигателя |
| Газовый редуктор | Двухступенчатый с дозирующе-экономизерным устройством |
| Наибольшая скорость автомобиля в км/ч | 85 |
| Путь торможения со скорости 50 км/ч в м | 29,2 |

Кузов автомобиля ГАЗ-14 — четырехдверный седан с тремя рядами сидений, имеет энергопоглощающую внутреннюю обивку и усиленную термозвукоизоляцию. Автомобиль имеет эффективную систему вентиляции и отопления, обдув теплым воздухом ветрового и боковых передних стекол и электрообогрев заднего стекла.

Автомобиль оборудован установкой для кондиционирования воздуха, стереофоническим радиоприемником высшего класса с магнитофонной приставкой и дополнительным пультом управления в заднем пассажирском помещении.

По сравнению с автомобилем ГАЗ-13 «Чайка» автомобиль ГАЗ-14 имеет более высокие технико-экономические показатели: повышена общая комфортабельность за счет улучшения посадки пассажиров и водителя, снижения уровня шума, повышения плавности хода, обеспечения более удобного управления, а также улучшения оборудования кузова; полностью обновлены внешние формы автомобиля и интерьера кузова (внешняя форма автомобиля ГАЗ-14 зарегистрирована в качестве промышленного образца в Комитете по делам изобретений и открытий при Совете Министров СССР); улучшены динамические показатели автомобиля за счет повышения мощности и крутящего момента двигателя и соответствующего подбора передаточных чисел трансмиссии; конструкция автомобиля удовлетворяет требованиям ЕЭК ООН, касающимся вопросов пассивной безопасности, а также стандартам и нормам, действующим в нашей стране.

Благодаря интересным конструктивным решениям снижена трудоемкость технического обслуживания автомобиля (плунжерные толкатели клапанов двигателя с гидравлическими компенсаторами тепловых зазоров, дисковые тормоза, уменьшенное количество точек смазки и др.).

На выставке также был показан газобаллонный автомобиль-такси ГАЗ-24-07 «Волга». В автомобиле в качестве топлива используется бутанопропановая смесь. Автомобиль ГАЗ-24-07 создан на базе легкового автомобиля среднего класса ГАЗ-24 «Волга» и отличается от него в основном топливной аппаратурой, которая рассчитана на питание двигателя сжиженными горючими газами. За счет повышенной динамики разгона и хорошей маневренности автомобиль хорошо приспособлен к работе в городских условиях, характерных для работы такси. Перевод автомобиля на сжиженный газ в целом не ухудшил качественных показателей автомобиля, динамические, скоростные и экономические параметры автомобиля сохранены, а экономичность улучшена. Токсичность отработавших газов по окиси углерода снижена в 6—8 раз, по углеводородам на 15—20%, а по окиси азота — на 10—12%. Ресурс работы двигателя повышен на 20—25%.

Несколько лет назад на Горьковском автозаводе возник призыв: «Ни одного отстающего рядом». Призыв автозаводцы подкрепляют мощным размахом соревнования, успехами в труде. Каждый третий работающий — ударник коммунистического труда.

Бригада Героя Социалистического Труда Д. Г. Карцева выступила в 1976 г. с новой инициативой: «От повышения качества работы каждого — к высокой

| | |
|---|---------|
| Количество мест | 7 |
| Габаритные размеры в мм: | |
| длина | 6114 |
| ширина | 2020 |
| высота | 1525 |
| Дорожный просвет в мм | 180 |
| Наименьший радиус поворота в м | 7,5 |
| Масса автомобиля в снаряженном состоянии в кг | 2590 |
| Полная масса в кг | 3150 |
| Рабочий объем двигателя в л | 5,53 |
| Номинальная мощность при 4200 об/мин в л. с. | 220 |
| Наибольший крутящий момент при 2500—2600 об/мин в кгс·м | 46 |
| Наибольшая скорость в км/ч | 175 |
| Время разгона с места до скорости 100 км/ч в с | 15 |
| Расход топлива в л/100 км | 21—23 |
| Размер шин | 9,35—15 |
| Ресурс до капитального ремонта в км | 200 000 |

эффективности и качеству труда всего коллектива!».

В экспозиции выставки рассказывалось о наиболее прогрессивных технологических процессах и оборудовании, введенных на заводе и обеспечивших значительный экономический эффект.

Главным предприятием объединения АвтоВАЗ является Волжский автозавод им. 50-летия СССР, созданный с учетом последних достижений отечественного и мирового автомобилестроения. В апреле 1970 г. с главного конвейера завода сошел первый автомобиль «Жигули». Теперь завод ежегодно выпускает 660 тыс. автомобилей шести модификаций.

Через каждые 24 с с главного сборочного конвейера сходит один автомобиль. С государственным Знаком качества выпускаются автомобили ВАЗ-2101, ВАЗ-2102, ВАЗ-2103, ВАЗ-21011.

В цехах завода было организовано соревнование под девизом: «60 ударных недель — 60-летию Великого Октября». На заводе трудятся три Героя Социалистического Труда: С. В. Клейменов, В. И. Кузнецов, В. М. Малыкин.

В экспозиции выставки рассказывалось о прогрессивных процессах металлопокрытий, окраски, механизации сборочных работ.

Белорусское объединение БелАвтоМАЗ — одно из крупнейших по выпуску автомобилей и автопоездов большой грузоподъемности, автомобилей, предназначенных для работы в условиях бездорожья, автомобилей-тягачей, автоскреперов и другой специальной автомобильной техники. Объединение выпускает автомобили 32 наименований грузоподъемностью 8—120 т, 13 моделей прицепов и полуприцепов.

На выставке был показан четырехосный полноприводный грузовой автомобиль МАЗ-7910 высокой проходимости с колесной формулой 8×8. Он предназначен для перевозки труб различного диаметра длиной 12 м. Автомобиль может эксплуатироваться в условиях бездорожья, пустынно-барханной местности и слабобразитой сети естественных грунтовых дорог.

На автомобиле установлен четырехтактный дизель Д12А-525А.

Применена гидромеханическая передача с одноступенчатым комплексным гидротрансформатором с переходом на режим гидромукты и блокировкой насосного и турбинного колес.

Коробка передач — планетарная, трехступенчатая. Повышающая передача — это двухрядный редуктор.

Раздаточная коробка — двухрядная, трехвальная, двухступенчатая, с межосевым дифференциалом и пневматическим управлением.

Главная передача — пара конических шестерен со спиральными зубьями. Колесная передача — планетарного типа.

На автомобиле установлен двухсту-

пенчатый рулевой механизм: винт — шариковая гайка и рейка — зубчатый сектор. Усилитель рулевого механизма гидравлический.

Рабочий тормоз с пневмогидравлическим приводом.

Подвески: на передние оси — независимые, рычажно-торсионные, с двумя торсионами и гидравлическими амортизаторами на каждое колесо, на задние оси — независимые, рычажно-торсионные, с третьим дополнительным торсионом на каждое колесо.

Кабина автомобиля — двухместная, из полиэфирной смолы, армированная жгутовой стеклотканью.

Специальное оборудование состоит из сварной рамы коников с настилом, двух коников с узвочными механизмами и предохранительного щита. Все это оборудование устанавливается на переднюю и две задние опоры рамы — шасси.

Техническая характеристика автомобиля МАЗ-7910

| | |
|---|-------------------------------|
| Полезная нагрузка в кг | 18 000 |
| Масса автомобиля в снаряженном состоянии в кг | 23 150 |
| Полная масса в кг | 41 150 |
| Габаритные размеры в мм | 11490×3050×3500 |
| Колеса в мм | 2375 |
| Двигатель: | |
| количество и расположение цилиндров | 12, V-образное, под углом 60° |
| номинальная мощность при 2000 об/мин в л. с. | 525 |
| наибольший крутящий момент при 1100—1400 об/мин в кгс·м | 214—236 |
| Глубина преодолеваемого брода в м | 1 |
| Наибольшая скорость в км/ч | 80 |
| Контрольный расход топлива в л/100 км | 60 |
| Запас хода (по контрольному расходу топлива) в км | 875 |

На выставке были также показаны автомобиль-самосвал МАЗ-5549, автомобиль-лесовоз МАЗ-509А, автомобиль-самосвал БелАЗ-549, автопоезд МАЗ-5428-9397, автопоезд МАЗ-7310-8385, самосвальные автопоезда МоАЗ-6401-9585 и МоАЗ-64011-9585.

План первого года десятой пятилетки завершен успешно, дополнительно выпущено продукции на 10,9 млн. руб.

Автозаводцы соревнуются под девизом: «Ритм — четкий, темпы — высокие, качество — отличное!».

В объединении широко используется метод конструирования из унифицированных узлов и деталей, что позволяет сократить на 1,5 года сроки проектирования и освоения производства большой семьи автомобилей большой грузоподъемности различного назначения.

Государственный Знак качества присвоен автомобилям МАЗ-500А, МАЗ-503А, МАЗ-504А, МАЗ-504В, МАЗ-509, МАЗ-516Б, БелАЗ-540А, БелАЗ-7510.

Предприятия производственного объединения «УралАЗ» производят автомобили высокой проходимости, специализированные автотракторные прицепы и полуприцепы большой грузоподъемности.

Грузовой автомобиль «Урал-375Н» предназначен для перевозки различных грузов и буксирования прицепов по всем видам дорог. Автомобиль создан на базе автомобиля-тягача «Урал-375Д».

Колесная формула автомобиля 6×6. Обладая преимуществами базовой модели: высокой проходимостью, отличными эксплуатационными качествами и надежностью конструкции, автомобиль «Урал-375Н» имеет меньшую собственную массу, увеличенную грузоподъемность, широкопрофильные шины с более насыщенным рисунком протектора, создающие более благоприятные условия движения автомобиля.

Особенно эффективна эксплуатация этого автомобиля с прицепом общей массой 5 или 10 т в зависимости от дорожных условий.

Автомобиль работает в любых климатических условиях при температурах окружающего воздуха от —40 до 40°C.

В 1975 г. автомобилю «Урал-375Н» был присвоен государственный Знак качества.

Относительно высокая мощность V-образного карбюраторного двигателя ЗИЛ-375Я4 в сочетании с удачно подобранными передаточными числами трансмиссии обеспечивает хорошие тяговые, скоростные и динамические характеристики автомобиля.

Автомобиль имеет надежную трансмиссию, рассчитанную на преодоление труднопроходимых участков дорог. Надежная тормозная система, наличие гидравлического усилителя рулевого управления гарантируют безопасность движения и легкость управления. Эластичная подвеска переднего моста и балансирная задняя подвеска обеспечи-

вают плавность хода и отличную устойчивость на высоких скоростях движения. Предпусковой подогреватель ускоряет пуск двигателя. Даже при температуре —40°C пуск занимает не более 30 мин.

Платформа объемом 7,5 м³ с тремя откидными бортами позволяет использовать автомобиль для перевозки любых грузов. С помощью надставных бортов объем платформы может быть увеличен до 10,8 м³.

Эффективная система вентиляции и отопления позволяет поддерживать в кабине оптимальную температуру как при движении, так и на стоянках. Мягкое регулируемое сиденье водителя, пневматический стеклоочиститель, омыватель ветровых стекол, а также удобное расположение приборов и органов управления создают благоприятные условия для работы водителя.

Все узлы и агрегаты надежны в эксплуатации, доступны для контроля и проведения операций по уходу. Многие узлы и агрегаты практически не требуют ухода в процессе эксплуатации.

На выставке было показано, как совершенствуются технологические процессы на заводах объединения, как проводится механизация и автоматизация производства.

Внедрение комплексной системы управления качеством продукции позволило увеличить пробег автомобилей до капитального ремонта.

За 1970—1976 гг. сэкономлено 11 тыс. т металла. Масса одного автомобиля «Урал» снижена на 250 кг.

Объединение АвтоКрАЗ производит грузовые автомобили большой грузоподъемности (шесть моделей, 28 модификаций грузоподъемностью до 14 т). Автомобили КрАЗ отличаются простотой конструкции, высокой надежностью и долговечностью, способностью работать в условиях бездорожья.

Автомобиль КрАЗ-257С (6×4), созданный на базе серийного автомобиля КрАЗ-257, имеет все достоинства базовой модели и предназначен для эксплуатации при температурах до -60°C в районе с холодным климатом.

Трехместная кабина водителя имеет электрообогреваемые ветровые стекла и двойное остекление дверей. Основные стекла дверей оборудованы стеклоподъемниками, дополнительные — съемные. Дверные проемы надежно уплотнены двойными уплотнителями. Все панели кабины покрыты теплоизоляцией. Вентиляция кабины осуществляется через воздухозаборник основного и дополнительного отопителей, включенных в систему охлаждения двигателя. Кроме основного (штатного) и дополнительного отопителей имеется независимый отопитель, работающий на дизельном топливе. Сиденье водителя поддресорное, регулируемое. Температура воздуха внутри кабины при внешней температуре до -60°C поддерживается около 10°C как при движении, так и при стоянке автомобиля.

Техническая характеристика автомобиля КрАЗ-257С

| | |
|--|--|
| Полезная нагрузка автомобиля в кг | 11 700 |
| Полная масса буксируемого прицепа в кг | 16 600 |
| Полная масса автомобиля в кг | 22 700 |
| Распределение полной массы в кг: | |
| на переднюю ось | 4 700 |
| на заднюю тележку | 18 000 |
| Габаритные размеры в мм | 9640×2650×2670 |
| База в мм | 5050+1400 |
| Колея колес в мм: | |
| передних | 1950 |
| задних | 1920 |
| Наименьший дорожный просвет в мм | 290 |
| Двигатель: | ЯМЗ-238С, дизель в северном исполнении |
| номинальная мощность при 2100 об/мин в л. с. | 240 |
| Платформа: | Деревянная с металлическим основанием |
| площадь в м ² | 14,31 |
| объем в м ³ | 11,84 |
| погрузочная высота в мм | 1495 |
| Наибольшая скорость в км/ч | 68 |
| Контрольный расход топлива при скорости 40 км/ч в л/100 км | 36 |

На выставке был показан также автомобиль-лесовоз КрАЗ-255Л (6×6) со всеми ведущими колесами. Автомобиль работает совместно с двухосным прицепом-ропуском ТМЗ-803 или Я8383. Автомобиль предназначен для перевозки леса в хлыстах и стволов с кроной длиной 24—30 м по лесовозным дорогам с твердым покрытием.

Автомобили объединения АвтоКрАЗ экспортируются в 57 стран мира. Успешно выполнено задание первого года десятой пятилетки. Сверх плана выпущено продукции на 10 млн. руб. Кременчугский автозавод им. 50-летия Советской Украины более пяти лет является победителем в социалистическом соревновании среди предприятий отрасли.

В объединении внедрена первая очередь АСУ — КрАЗ. Внедрение комплексной системы управления качеством позволило увеличить ресурс автомобилей на 50%, довести уровень сдачи продукции с первого предъявления до 98%. Экономический эффект от внедрения системы составил 196 млн. руб.

На Кременчугском автозаводе им. 50-летия Советской Украины свыше 600 человек работает с личным клеймом.

На заводе проводится большая работа по стандартизации и унификации узлов, агрегатов и деталей. Объединение сотрудничает с 28 научными и учебными институтами страны. В девятой пятилетке проведена совместная работа по 100 темам.

Производственное объединение «Автодизель» — крупнейший специализированный комплекс предприятий по проектированию и производству дизелей многоцелевого назначения.

В объединении создано унифицированное семейство двигателей ЯМЗ.

Дизели ЯМЗ-238П и ЯМЗ-238Ф — четырехтактные, восьмицилиндровые, с газотурбинным наддувом. Двигатели предназначены для установки на автомобили и автопоезда большой грузоподъемности.

Компоновка двигателей выполнена с учетом максимальной унификации деталей и агрегатов с двигателями всего семейства ЯМЗ. Агрегаты и узлы, требующие периодического обслуживания, размещены преимущественно в верхней части двигателей. Расположение цилиндров V-образное, с углом развала 90° .

Применение газотурбинного наддува позволило расширить гамму выпускаемых моделей двигателей, получив более высокие мощностные показатели, сочетающиеся с хорошей экономичностью и хорошими пусковыми качествами. Электропусковая система двигателей обеспечивает надежный пуск без применения подогрева при температуре до

температуры питания существенно улучшает фильтрацию воздуха. Применение подшипников водяного насоса с одноразовой смазкой и использование автоматически управляемой муфты привода вентилятора увеличили также надежность системы охлаждения и способствовали поддержанию необходимого теплового режима двигателя. Новый двигатель отличается также высокой топливной экономичностью. За успешное выполнение плана девятой пятилетки объединение награждено орденом Октябрьской Революции. Одиннадцать лет подряд объединение «Автодизель» занимает первое место во Всесоюзном социалистическом соревновании. Это результат того, что партийная, профсоюзная и комсомольская организации поддерживают и широко распространяют передовые почин, мобилизуют коллектив на успешное решение поставленных задач. 95% работающих участвуют в движении за коммунистическое отношение к труду, 40% — ударники коммунистического труда. К 60-летию Великого Октября предприятия участвовали в социалистическом соревновании под девизами: «60-летию Советской власти — 60 ударных недель», «Выполнить задание двух лет пятилетки к 7 ноября 1977 г.»

Производственное объединение АвтоАЗ специализируется на выпуске микролитражных пассажирских и грузопассажирских автомобилей повышенной проходимости.

Легковой автомобиль особо малого класса АЗ-968М отличается от своего предшественника АЗ-968А измененной внешней формой кузова, придающей автомобилю более элегантный вид, и улучшенными качествами. Автомобиль может быть оборудован двигателем воздушного охлаждения различной мощности: 40, 45 или 50 л. с.

Двигатель автомобиля карбюраторный четырехцилиндровый, четырехтактный, с верхним расположением клапанов.

Для автомобиля характерны безопасность, надежность, комфорт. Травмобезопасный рулевой вал, тормоза колес с автоматической регулировкой зазоров между колодками и барабанами и раздельным приводом от одного главного цилиндра обеспечивают безопасность движения на любой скорости. Тормозная система имеет сигнализатор выхода из строя одного из контуров.

Кузов оборудован ремнями безопасности для всех пассажиров, травмобезопасной панелью приборов, надежными замками дверей, внутренним и наружным зеркалами заднего вида, безопасным ветровым стеклом типа триплекс, буферами с резиновыми вставками.

Значительно увеличен полезный объем багажника за счет расположения запасного колеса в моторном отсеке.

Передние сиденья с подголовниками обеспечивают удобную посадку водителя и пассажиров, а специальные механизмы сидений позволяют плавно и быстро передвигать их под рост сидящих и бесступенчатого регулировать наклон спинки. При закрытых дверях сиденья блокируются от наклона вперед специальными фиксаторами, установленными в порогах пола. Рулевой вал запирается устройством, заблокированным с замком зажигания. Передачи переключаются по стандартной схеме.

Техническая характеристика автомобиля ЗАЗ-968М

| | |
|---|---|
| Количество мест | 4 |
| Масса груза в багажнике в кг | 40 |
| Масса автомобиля в кг: | |
| в неснаряженном состоянии | 770 |
| в снаряженном состоянии | 840 |
| полная | 1160 |
| Габаритные размеры в мм | 3765×1490×1370 |
| Колеса колес в мм: | |
| передних | 1240 |
| задних | 1226 |
| База в мм | 2160 |
| Наибольшая скорость в км/ч: | |
| с двигателем 40 л. с. | 120 |
| с двигателем 45 л. с. | 123 |
| с двигателем 50 л. с. | 130 |
| Контрольный расход топлива при скорости 30—40 км/ч в л/100 км | 5,9 |
| Отопление | Независимым, бензиновым двухрежимным отопителем Местная, бесквозняковая 6. 15—13 (155—330) |
| Вентиляция | |
| Шины | |
| Электрооборудование: | |
| номинальное напряжение в В | 12 |
| емкость аккумуляторной батареи в А · ч | 55 |

Автомобиль снабжен электрическим стеклоомывателем, двухрежимным высокоэффективным отопителем, мигающей сигнализацией вынужденной остановки, указателями поворотов и сигналами торможения в задних фонарях с изменяемой яркостью света при движении днем и ночью.

Кузов имеет хорошую шумоизоляцию за счет применения специальных мастик и пластиков.

Автомобиль прост и надежен в эксплуатации, имеет малое количество точек смазки и увеличенные периоды между техническими обслуживаниями.

На базе автомобиля ЗАЗ-968М создаются модификации для инвалидов.

На выставке демонстрировался грузопассажирский автомобиль высокой проходимости ЛуАЗ-969М (4×4), предназначенный для эксплуатации в сельской местности при различных климатических условиях.

Кузов автомобиля полноресущий, металлический, открытый, двухдверный, с металлическими надставками дверей,

мягким верхом и откидывающимся задним бортом. Оборудован четырьмя сиденьями. Задние сиденья для увеличения грузовой платформы откидываются в надколесные ниши задних колес, образуя грузовую платформу размером 1300×1100 мм.

Автомобиль является дальнейшей модификацией модели ЛуАЗ-969А. Имеет переднее расположение двигателя с основным приводом на передние колеса, что повышает его проходимость и устойчивость на крутых поворотах. На автомобиле установлен карбюраторный четырехтактный V-образный двигатель с воздушным охлаждением. Сравнительно большой дорожный просвет (280 мм), наличие понижающей передачи и блокировки дифференциала заднего моста обеспечивают автомобилю высокую проходимость в условиях бездорожья, а малая погрузочная высота (550 мм) создает значительные удобства при выполнении погрузочно-разгрузочных работ.

Автомобиль оборудован автономной

отопительной установкой, обеспечивающей предпусковой подогрев двигателя, интенсивный обдув лобовых стекол теплым воздухом и достаточный обогрев кузова.

Задание девятой пятилетки по реализации продукции объединением выполнено досрочно, 3 декабря 1975 г. Объем товарной продукции возрос на 58%, производительность одного работающего составила 144,2%. Сверх плана реализовано продукции на 19,5 млн. руб. За успешное выполнение девятого пятилетнего плана Запорожский автозавод «Коммунар» награжден орденом Октябрьской Революции.

На десятую пятилетку коллектив объединения принял высокие социалистические обязательства: в 1978 г. выпустить 160 тыс. автомобилей.

Коллектив Запорожского автозавода «Коммунар» семь лет подряд выходил победителем во Всесоюзном социалистическом соревновании среди предприятий автомобильной промышленности. В движении за коммунистическое отношение к труду участвует 95% работающих. Комсомольско-молодежная бригада автомеханического цеха, руководимая М. А. Коваленко, — инициатор соревнования под девизом: «Сделанное мною — отличного качества!».

Автомобилям ЗАЗ-968А и ЗАЗ-968АБ-2 присвоен государственной Знак качества.

На выставке также показана работа Первого и Четвертого государственных подшипниковых заводов, которые успешно закончили девятую пятилетку и первый год десятой пятилетки.

Выставка привлекла большое внимание технической общественности. На базе указанной выставки проведены различные мероприятия по пропаганде достижений отечественного автомобилестроения.

Е. И. ЛЕЖНЕВА

УДК 621.74:65.011.56

НОВОСТИ В ТЕХНОЛОГИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ ЗА РУБЕЖОМ

Новое формовочное оборудование

В апреле 1977 г. на литейном заводе австрийской фирмы Tiroler Röhren- und Metallwerken AG начала работать новая формовочная линия производительностью 150 форм в час, оснащенная оборудованием фирмы A. Stotz AG (ФРГ). В линии установлены четыре встряхивающие формовочные машины с подпрессовкой. Давление прессования 7 кгс/см². Размер опок 630×550×160/240 (240/160, 160/160) мм, размер плиты для транспортировки 925×650 мм. Обслуживают линию 14 рабочих в смену.

Технологический процесс начинается с перестановки пустых опок с конвейера на рольганговый стол перед формовочной машиной. Эта операция выполняется с помощью пневматического подъемника. Затем опоку устанавливают на машину. После того как опока опустится на формовочную плиту, срабатывает пневмозамок и происходит точное дозирование смеси из бункера машины. Процессы вибрации и прессования осуществляются автоматически. Нижние полуформы автоматически поворачиваются на 180° и с помощью механизма, расположенного

над кантователем, устанавливаются на плиты конвейера. Верхние полуформы на позиции кантования по мере необходимости поворачиваются на 120° относительно продольной оси для контроля качества формы. Затем полуформы транспортируются на позицию съема. Съем и укладку верхних опок производят с помощью пневматического захватного устройства. Согласно запрограммированному пути формы затем поступают на литейные или на штабелные конвейеры, которые рассчитаны на 192 формы. Шесть литейных конвейеров спроектированы так, что заливку форм можно вести как с правой, так и с левой стороны из стопорного ковша емкостью 800 кг. Залитые формы по сборочному рольгангу доставляются на позицию принудительного охлаждения, а затем выбивки, где происходит разделение опок и транспортируются плит, выбивка отливок на виброустановке и отделение верхних и нижних опок. Отливки попадают сначала на транспортный желоб, а оттуда в контейнер. Отработанная смесь просыпается на транспортер. Оборудование для контроля и управления производством отливок дает возможность наблюдать за каждой

формой в течение всего технологического процесса.

„Giesserei“, сентябрь 1977, № 18, с. 468—473.

Определение штампуемости материалов для автомобильных деталей

Американский концерн General Motors разработал новый метод для определения штампуемости сплавов, которые предполагается использовать при изготовлении автомобилей. Для этого необходимо знать коэффициенты анизотропии и механического упрочнения, которые вместе с графиком ограничения штамповки, составляемым в зависимости от величины этих коэффициентов, применяются при сравнении штампуемости различных сплавов. Коэффициент анизотропии отражает сопротивляемость металла к утонению и при операциях вытяжки является определителем штампуемости. Коэффициент механического упрочнения важен при выполнении операций растяжения и натяжения. Он показывает, как распределяются напряжения (деформации) в листе, что позволяет избежать локализации уменьшения

поперечного сечения. При штамповке автомобильных деталей начало уменьшения поперечного сечения уже считается разрушением.

При создании метода по определению штампуемости листового материала основные усилия были направлены на разработку так называемых кривых ограничения штамповки, которые представляют собой граничную линию между возможными уровнями деформации и теми, что вызывают деформацию. Эти кривые показывают критические величины напряжений.

Чтобы определить штампуемость металла или сплава, на образцах размером 20×20 и $2,5 \times 20$ см отпечатываются круги диаметром 2,54 мм. Затем образцы растягивают до разрушения полусферическим пуансоном диаметром 10,16 см. По мере растяжения материала круги деформируются и превращаются в эллипсы. Наибольшие и наименьшие напряжения на определенном участке листа можно получить непосредственно от длины наименьшей и наибольшей оси эллипса на этом участке. Результаты, полученные при лабораторных испытаниях низколегированных сплавов повышенной прочности, проходят контрольную проверку на прессе.

„Metalworking Production“, август 1977, т. 121, № 8, с. 60—61.

Горячее выдавливание прутков и труб из порошковых заготовок

В октябре 1976 г. на симпозиуме „Hot Processing in Powder Metallurgy“ представители научно-исследовательского центра SKF Engineering and Research Centre (Нидерланды) показали результаты своих исследований в области горячего выдавливания прутков и труб из порошковых заготовок, прошедших холодное изостатическое прессование. Для испытаний был выбран железный порошок марки NC 100.24. Заготовки получали холодным изостатическим уплотнением. Выдавливание заготовок со степенью обжатия $5:1 \div 8:1$ выполнялось при температуре 1000 и 1150°C. Нормальная скорость прессования 10—250 мм/с. В случае увеличения степени обжатия пропорционально возрастает усилие выдавливания. Высокие усилия выдавливания необходимы для заготовок с более низкой температурой. Наиболее высокие усилия наблюдаются при высоких скоростях прессования. Степень обжатия, скорость ползуна, вид смазки оказывают более сильное влияние на величину усилия выдавливания и относительно небольшое влияние на структуру и плотность готовых деталей. Снижение температуры заготовок с 1150 до 1000°C приводит к увеличению усилия выдавливания и снижению плотности деталей. Плотность 99,6% получена при температуре заготовки 1150°C, 99,3% — при температуре 1000°C [теоретическая плотность 7750 кг/м³ (1000%)]. При горячем выдавливании по сравнению с горячей осадкой отмечается значительное увеличение прочностных свойств деталей, хотя вязкость несколько снижается в случае высоких степеней обжатия.

„Powder Metallurgy“, февраль 1977, т. 20, № 2, с. 78—83.

Станок для окончательного растачивания головок шатунов

Фирмой Hüller Hill GmbH Werkzeugmaschinen (ФРГ) создан станок, на котором нижние головки шатунов рас-

тачиваются до окончательного диаметра $47,960 \pm 0,008$ мм, а верхние с впрессованными в них бронзовыми втулками — до $22,00^{+0,01}_{-0,005}$ мм. Производительность станка 130 шт/ч. Одновременно обрабатываются два шатуна, которые подаются в зажимные приспособления автоматическим загрузочным устройством. Во время обработки детали на станке находятся в горизонтальном положении. Вначале выполняется полуступовое растачивание больших и малых головок соответствующими резцами, затем без остановки станка осуществляется чистовое растачивание больших головок другими резцами. После этого шпиндели подаются назад, и алмазными резцами выполняется чистовое растачивание малых головок. Обработанные детали переносятся специальным устройством на позицию измерения. Вначале контролируются большие, затем малые головки. Замеченные отклонения от заданных размеров, вызванные затуплением резцов, автоматически фиксируются, и в систему автоматической подналадки режущего инструмента подается импульс. Если отклонения размеров превышают пределы допуска, станок останавливается.

„Werkstattstechnik“, сентябрь 1977, № 9, с. 549.

Электронно-лучевая сварочная машина

Сварочная машина, созданная фирмой Leybold-Heraeus, снабжена устройством для визуального наблюдения за процессом сварки. На ней в условиях серийного производства можно сваривать детали со сложной конфигурацией хода шва. Рабочее напряжение составляет 60 кВ, мощность луча 3 кВт. В верхней части пушки установлен высоковольтный изолятор. Электронный прожектор и анод легко доступны при наладочных работах. Положение лучевого пятна воспроизводимо. Лентообразные катоды имеют длительный срок службы. Электронный луч юстируется по отношению к фокусирующей катушке магнитной юстировочной системой. Оптическое устройство с системой защиты от загрязнений испарениями дает возможность визуально наблюдать за процессом сварки. Вакуумный насос производительностью 220 л/с позволяет получать высокий вакуум $5 \cdot 10^{-4}$ мбар. Рабочая камера машины емкостью около 20 л расположена в станине и связана с вакуумным насосом быстроедействующим клапаном.

„Maschinenmarkt“, сентябрь 1977, № 74, с. 1467—1468.

Сварка алюминия

Машины для сварки вольфрамовым электродом в среде защитного газа, снабженные электронным управлением, позволяют получить на алюминии низкпористые бездефектные швы. С помощью электронного управления решаются многие проблемы, связанные с образованием пленки окиси на поверхности алюминия. В течение сварки окись алюминия Al_2O_3 плавится при более высоких температурах, чем основной металл, образуя пленку над расплавленной сварочной ванной с высоким поверхностным натяжением. Поскольку постоянный ток не может легко рассеять эту пленку, сварку вольфрамовым электродом целесообразно вести на переменном токе. Полярность переменного тока реверсируется 60 раз в секунду, и в течение полупериода обратной полярности окисная пленка удаляет-

ся. В стандартных машинах для сварки вольфрамовым электродом синусоидальные волны тока обычно имеют определенные пиковые значения, что неблагоприятно влияет на вольфрамовый электрод. При пиковых значениях тока конец электрода плавится, и частицы вольфрама могут загрязнять шов. Применение полупроводников позволило получить беспиковую форму волны — квадратную, которая реверсируется 60 раз в секунду, производя и очистку, и сварку. С помощью тиристоров можно управлять продолжительностью периодов как прямой, так и обратной полярности. При сварке вольфрамовым электродом большая часть тепла на изделие поступает при прямой полярности, а при обратной полярности — преимущественно на вольфрамовый электрод. Чтобы получить максимальный провар, удлиняют продолжительность периода прямой полярности. При сварке алюминиевых изделий, загрязненных или покрытых толстым слоем окиси, для лучшей их очистки, наоборот, удлиняют продолжительность периода обратной полярности. Установлено, что для максимального провара соотношение периодов прямой и обратной полярности должно быть равно 68 и 32, для лучшей очистки — 45 и 55.

„Welding Design and Fabrication“, август 1977, т. 50, № 8, с. 61—62.

Исследования в области электронно-лучевой и лазерной сварки

Исследования, проводившиеся в последнее время в области электронно-лучевой сварки, были направлены в основном на усовершенствование конструкции электронной пушки. Создана пушка мощностью 75 кВт, что в 8 раз больше по сравнению с мощностью первых машин. В настоящее время разрабатываются пушки мощностью свыше 100 кВт, которые смогут проваривать сталь толщиной до 300 мм и алюминий толщиной до 450 мм. Для таких толщин необходимо, чтобы луч находился в горизонтальном положении, что позволит предотвратить стекание расплавленного металла и образование полостей.

Специалисты считают, что системы и оборудование, основанное на лазерах с CO_2 , мощностью выше 5 кВт слишком дороги. Поэтому новые разработки сконцентрированы на лазерных установках мощностью 2—5 кВт. Исследования характеристик лазерного луча привели к выбору в качестве наиболее приемлемых систем со скоростным осевым потоком. Созданы установки для лазерной сварки мощностью 2,5 кВт, имеющие высокую производительность. Высказывается мнение, что лазер предпочтительнее использовать при толщинах до 3 мм, поскольку при этом можно получить наиболее высокие скорости лазерной сварки. Например, лазером мощностью 2,5 кВт сталь толщиной 3 мм сваривается со скоростью 100 мм/с.

„Welding Journal“, август 1977, т. 56, № 8, с. 23—24.

Гальванизация пластмасс

Благодаря созданию пластмасс ABS стала возможной промышленная их гальванизация. Эти полимеры состоят из химически стойкого каркаса акрилонитрилстирола и химически реактивного полибутиадена. Под действием окисляющих кислот полибутиаден выпадает из кар-

каса, в результате чего образуется протравленная, покрытая кавернами пластмассовая поверхность, на которой закрепляется металлическое покрытие.

Для предварительной обработки эпоксидных смол используется смесь растворителей, состоящая из диметилформамида и спирта. Диметилформамид диффундирует в смолу и образует вместе с поперечными соединениями ангидрида кислоты смолы восьмичленную цепочку. При этом поверхностный слой разбухает и соединение $C-O-C$ основной цепочки смолы становится рыхлым. Спирт проникает в разрыхленное соединение, и основная цепочка смолы в результате гидролиза разрушается. Таким образом, при комбинированном воздействии раствора образуется слой продуктов взаимодействия толщиной 10—50 мкм. Затем смолу подвергают травлению в хромовой кислоте, в результате чего образуются глубокие каверны, обеспечивающие хорошее сцепление металлического покрытия. После предварительной обработки образцы из стекловолнистой эпоксидной смолы подвергались гальванизации: активированию раствором $Sn-Pd$, химическому и гальваническому меднению.

Влияние температуры на длительность травления в растворе хромовой кислоты (CrO_3 130 г/л, H_2SO_4 650 г/л), а также на адгезионную прочность показано в табл. 1, а результаты измерений электри-

Таблица 1

| Номер образца | Температура в °C | Время травления в мин | Сцепление в г/20 мм |
|---------------|------------------|-----------------------|---------------------|
| 1 | 52 | 4 | 2300 |
| 2 | 52 | 6 | 3800 |
| 3 | 52 | 9 | 3300 |
| 4 | 45 | 6 | 3600 |

ческих свойств до и после климатических нагрузок представлены в табл. 2. Данные, представленные в таблицах, показывают, что электрические и механические свойства гальванизированных пластин хорошие. Сцепление составляет более 2 кг/20 мм.

Ударопрочный полистирол (сополимер на базе стирола-бутадиена с содержанием бутадиена 8—15%) также подвергается предварительной обработке. Без обработки в травильном растворе хромовой кислоты он гальванизируется опи-

Таблица 2

| Электрические свойства | Показатели свойств | |
|---------------------------------------|---------------------------|------------------------------|
| | до климатических нагрузок | после климатических нагрузок |
| Сопротивление проводника | 0,25 | 0,54 |
| Диэлектрические потери | $243 \cdot 10^{-4}$ | $246 \cdot 10^{-4}$ |
| Поверхностное сопротивление | 10^{14} | 10^{14} |

санным выше способом. При этом сцепление составляет ~3 кг/20 мм, время обработки 3—8 мин. Для гальванизации полистирола, стоимость которого на 60—80% меньше стоимости полимера ABS, требуется меньшее количество операций, чем для гальванизации полимера. Поскольку необязательно производить его травление в растворе хромовой кислоты, стоимость обработки стоков также ниже.

„Galvanotechnik“, сентябрь 1977, т. 68, № 9, с. 800—803.



УДК 629.113(049.3)

В. Е. Тольский, Л. В. Корчемный, Г. В. Латышев, Л. М. Минкин, Колебания силового агрегата автомобиля. М., «Машиностроение», 1976.

ПРОБЛЕМА снижения вибраций и шума автотранспортных средств в настоящее время приобретает не только технический, но социальный и экономический характер, особенно при эксплуатации их в больших городах, где уровень шума непрерывно увеличивается.

Известно, что основной источник вибраций и шума автомобиля — его силовая установка. Возбуждая колебания в низкочастотной области спектра, двигатель является причиной интенсивных вибраций кузова автомобиля в широком диапазоне частот. Вследствие этого весьма актуальными на современном этапе развития автомобилестроения являются вопросы амортизации силовых агрегатов. Надежная виброизоляция последних, учитывая многообразие их конструктивных схем, требует серьезного научного поиска с привлечением современных средств исследований.

В рецензируемой книге впервые в нашей стране систематизирован материал в области расчета, проектирования и исследований подвески силового агрегата автомобиля. В ней представлена физико-математическая модель колебаний силового агрегата, проанализированы предпосылки к расчету подвески, даны современные методы аналитического расчета амортизирующих элементов на ЭЦВМ. Книга широко иллюстрирована и снабжена рядом примеров практического расчета, что делает ее ценным руководством при проектировании подвески.

Книга состоит из семи глав. Первая глава знакомит читателя с основными положениями теории колебаний на примере расчета силового агрегата по упрощенной схеме (с одной степенью свободы), основным допущением которой является невязанность различных форм колебаний. Рассмотрены собственные и вынужденные колебания под действием периодических и нестационарных возмущений, исследованы резонансные режимы.

В этой же главе приведены примеры приближенного расчета колебаний силовых агрегатов различных конструктивных схем. Решение примеров продолжается в последующих главах и доводится до логического завершения. Это особенно ценно, поскольку дает наглядное представление о величине и размерностях тех параметров силового агрегата, которые необходимы на начальной стадии проектирования его подвески.

Во второй главе книги рассмотрены основные положения и допущения более точного расчета параметров колебаний силового агрегата как системы, обладающей шестью степенями свободы. Кроме того, описаны особенности динамической модели силового агрегата. Уравнения колебаний представлены в матричной форме, наиболее удобной для использования ЭЦВМ.

Эта глава написана продуманно и четко. Дан глубокий анализ форм собственных колебаний силового агрегата; проанализировано влияние связанности на параметры колебаний и приведены возможные способы уменьшения влияния связанности. Представляет интерес предложенная система безразмерных обобщенных координат силового агрегата, упрощающая анализ связанности форм его колебаний.

Кроме того, подробно рассмотрены вопросы практического определения центра инерции силового агрегата, его моментов инерции, жесткости упругих элементов подвески. В заключение дан пример расчета свободных колебаний силового агрегата с дизелем типа ЯМЗ-236.

В этой главе следовало бы пояснить, в каких случаях необходимо проводить расчет частот и форм затухающих собственных колебаний силового агрегата (§ 10), так как известно, что при учете затухания значительно увеличивается трудоемкость вычислений.

Третья глава посвящена анализу возмущающих факторов, возникающих при осуществлении рабочего цикла двигателя. Излагаемый материал готовит читателя к решению задачи, связанной с расчетом вынужденных колебаний силового агрегата.

Несмотря на то, что глава посвящена хорошо изученным вопросам, вошедшим в учебники по двигателям внутреннего сгорания, ее содержание представляет интерес для читателя. Это обусловлено тем, что аналитический метод решения всех задач, связанных с исследованием уравновешенности двигателя, отличается от общепринятого. Получены простые зависимости, облегчающие и упрощающие анализ уравновешенности двигателя, в частности, условия независимости уравновешенности двухрядного двигателя от продольного смещения рядов цилиндров, условия возможности уменьшения числа валов уравновешивающего механизма и т. п.

Недостатком этой главы нужно признать отсутствие фактических данных о величине разброса показателей индикаторно-

го процесса в цилиндрах двигателя и числовых характеристик других источников дополнительных возмущений, вызывающих колебания силового агрегата.

Четвертая глава посвящена вопросам расчета вынужденных колебаний силового агрегата. Рассмотрены различные методы решения системы уравнений вынужденных колебаний. Определена область целесообразного их применения. В компактной матричной записи приведены все зависимости, необходимые для практического расчета колебаний с помощью ЭЦВМ.

Рассмотрены также колебания силового агрегата, вызванные движением автомобиля по неровностям дороги. Для расчета таких колебаний привлечен аппарат теории случайных функций.

Изложение теоретических положений проиллюстрировано примерами расчета, результаты которого сопоставлены с экспериментальными данными.

В целом, материал главы представляет большую научную и практическую ценность, особенно для инженеров конструкторских бюро моторных и автомобильных заводов.

Пятая и шестая главы посвящены выбору параметров и схем расположения упругих элементов подвески. В пятой главе освещены вопросы виброизоляции силового агрегата. Она знакомит читателя с основными нормативными документами, регламентирующими допустимые уровни вибраций и шума. Кроме того, дана оценка передаче кузову автомобиля колебательной энергии в результате раздельного действия различных возмущающих факторов. Изложение способа оценки виброизоляции методами электромеханических аналогий хорошо дополняет материал главы.

В шестой главе рассмотрены в основном конструктивные особенности упругих элементов подвески, применяемых автомобильной промышленностью. Материал иллюстрирован рисунками, схемами и таблицами, содержащими основные характеристики резинометаллических амортизаторов; дан метод расчета амортизаторов.

Несомненный интерес вызывает обзорный анализ выполненных конструкций амортизирующих элементов. Ценные справочные сведения, которыми насыщена глава, полезны для конструкторов и могут быть успешно использованы студентами вузов при изучении курса «Конструкция и расчет ДВС».

Седьмая, заключительная, глава посвящена эксперименталь-

ным исследованиям колебаний силового агрегата на испытательном стенде и на автомобиле. Определены параметры для оценки вибраций. Рассмотрены методы и условия проведения измерений. Дан краткий обзор применяемой при проведении исследований современной регистрирующей аппаратуры. Приведены амплитудно-частотные характеристики измерительных трактов и акселерометров. Обсуждены особенности проведения испытаний в случае установки силового агрегата на автомобиль при движении его по дороге.

Большой научный интерес представляют способы оценки вибрационных параметров силового агрегата на стенде, в комплект которого входят вибратор и датчики силы (импедансные головки). Этим способом, в частности, получены данные по импедансам кузова легкового автомобиля в местах установки силового агрегата. Одновременно с определением импедансов проведены акустические измерения в салоне кузова, что позволило оценить величину виброакустической возбудимости кузова.

В заключении главы изложена методика проведения экспериментальных исследований, проанализированы конечные результаты и оценена эффективность подвески силового агрегата.

На основе экспериментальных данных сделаны выводы о надежности и долговечности подвески.

Материал представляет интерес для специалистов, занимающихся разработкой, исследованиями и доводкой конструкции амортизирующих креплений силовых агрегатов, кроме того, его можно использовать при разработке норм, регламентирующих допустимые уровни вибраций.

Желательно ввести в главу более подробные определения некоторых понятий, например, таких, как «импеданс», «виброакустическая возбудимость» и т. д.

Содержание книги отражает высокий уровень развития отечественной науки в области автомобилестроения.

Книга представляет несомненный практический и научный интерес для инженеров и научных работников автомобильной и других отраслей транспортного машиностроения, занимающихся вопросами амортизации силовых установок с двигателями внутреннего сгорания.

Высказанные выше замечания и пожелания могут быть легко учтены в последующих изданиях.

Д-р техн. наук В. Н. ЛУКАНИН,

канд. техн. наук Ю. В. ГОРШКОВ

Московский автомобильно-дорожный институт

КНИГИ ДЛЯ МАШИНОСТРОИТЕЛЕЙ

предлагает

московский магазин № 8 «Техника»

(103031, Москва, К-31, ул. Петровка, 15)

Колебания элементов аксиально-поршневых машин. Под ред. К. В. Фролова. 1973. 280 с., илл. Цена 2 р. 03 к. Авторы: К. В. Фролов, А. С. Гельман, А. В. Синев и др.

Левенцев Ф. Л. Двигатели со сложными кинематическими схемами. Кинематика, динамика, и уравнивание. 1974. 176 с., илл. Цена 5 к.

Регуляторы скорости дизель-генераторов. 1973. 200 с., илл. Цена 80 к. Авторы: А. Г. Аврунин, Г. М. Гугель, Е. Г. Заславский и др.

Транспортные средства на высокоэла-

стичных движителях. 1974. 208 с., илл. Цена 80 к. Авторы: Н. Ф. Бочаров, В. И. Гусев, В. М. Семенов и др.

Хазанов И. С. Эксплуатация, обслуживание и ремонт вентиляционных установок машиностроительных предприятий. Изд. 4-е, перераб. и доп. 1976. 296 с., илл. Цена 1 р. 21 к.

Хрулькевич О. А. Двигатели для эксплуатации в тропиках. 1974. 168 с., илл. Цена 57 к.

Шабанов К. Д. Замкнутые дифференциальные передачи. 1972. 160 с., илл. Цена 68 к.

УДК 629.113.621.43

Механизмы износа и повышение сроков службы цилиндров двигателей. Григорьев И. А., Костецкий Б. Н., Карпенко В. В., Левитан М. М., Павловский В. М. «Автомобильная промышленность», 1978, № 2.

Исследовано изменение качества поверхности трения аустенитной вставки цилиндров автомобильных двигателей, рассмотрен механизм их износа и предложены эффективные пути повышения надежности цилиндров за счет создания материала, обладающего высокой износостойкостью, быстрой обрабатываемостью и технологичностью изготовления. Табл. 1. Рис. 2. Библи. 8.

УДК 621.433.052:629.113

Исследование оптимальных характеристик корректирующих устройств системы зажигания газового двигателя. Колубаев Б. Д. «Автомобильная промышленность», 1978, № 2.

Рассмотрены особенности характеристик корректирующих устройств системы зажигания газового двигателя и дано сравнение с соответствующими характеристиками карбюраторного двигателя. Табл. 1. Рис. 3. Библи. 3.

УДК 629.113.65.012.12

Аппаратура для статистических исследований процессов в автомобилях и двигателях. Егорычев Л. П., Плетнев А. Е. «Автомобильная промышленность», 1978, № 2.

Приведены материалы об основных направлениях применения аппаратуры статистического анализа при испытаниях и исследованиях автомобильной техники. Рассмотрен ряд направлений в области создания средств измерений, показаны конкретные приборы и аппаратура, разработанные в НАМИ и используемые для испытания отраслевой продукции. Табл. 1. Библи. 5.

УДК 629.113.004

Выбор и расчет амортизирующего крепления силовых агрегатов автомобилей, особо большой грузоподъемности. Зотов А. В., Слоущер Е. И. «Автомобильная промышленность», 1978, № 2.

Дано обоснование целесообразности применения для силовых агрегатов автомобилей, особо большой грузоподъемности, схемы амортизирующего крепления с наклонными опорами, расположенными в два ряда. Применительно к этому случаю приведены простые расчетные формулы и кривые, а также результаты расчета параметров амортизирующего крепления по предлагаемой методике. Табл. 2. Рис. 4. Библи. 6.

УДК 629.113.075

Исследование внешних сил, действующих на колесо автомобиля. Балабин И. В., Зорин В. В., Борисов Г. Г. «Автомобильная промышленность», 1978, № 2.

Изложены результаты исследования внешних сил, действующих на колеса автомобиля ЗИЛ-130 при движении его с различной скоростью по испытательным дорогам полигона. Табл. 1. Рис. 2. Библи. 3.

УДК 629.113.075

К вопросу об устойчивости движения управляемых колес. Солтупс А. П., Малов С. С., Захаров В. Н. «Автомобильная промышленность», 1978, № 2.

Проведены исследования влияния угла развала управляемых колес на устойчивость движения против автоколебаний и на износ протекторов шин, получены аналитические зависимости для определения стабилизирующего момента шины. Рис. 4. Библи. 5.

УДК 629.113.002.5-52

Механизация подъема откидных панелей. Мезрин Ю. В. «Автомобильная промышленность», 1978, № 2.

Рассмотрены конструктивные и эксплуатационные особенности механизмов навески автомобильных панелей с пружинными стержнями (торсионами), расположенными на петлях. Приведены методика выбора параметров торсионных стержней при проектировании и результаты сравнительных испытаний применявшегося ранее и нового механизмов для подъема крышки багажника автомобиля «Москвич-412». Табл. 1. Рис. 5. Библи. 10.

УДК 629.113.014.51:621.833.38

Методика исследования геометрии рабочей пары рулевого механизма типа глободный червяк и ролик с помощью ЭВМ. Бяткин Г. П., Немцов Ю. М., Тимофеев С. А. «Автомобильная промышленность», 1978, № 2.

Рассмотрена методика, с помощью которой можно определить положение точек контакта боковых поверхностей вилки червяка и гребней ролика, распределение боковых зазоров и натягов в паре и другие параметры путем создания математической модели зацепления глободного червяка и ролика и исследования ее с применением ЭВМ. Рис. 4. Библи. 7.

УДК 629.113.075

Экспериментальное определение углов увода осей автомобиля при движении по переходным кривым. Паршин А. С. «Автомобильная промышленность», 1978, № 2.

Рассмотрен способ экспериментального определения углов увода осей автомобиля при движении по переходным кривым с помощью гидроотметчика траектории, форсунка которого установлена под серединой передней оси. Табл. 1. Рис. 2.

УДК 629.113.585.2

Определение динамической нагруженности трансмиссии и работы буксования муфты сцепления при трогании автомобиля с места. Семенов В. М., Кондрашкин С. И., Контакистов С. П. «Автомобильная промышленность», 1978, № 2.

Рассмотрена математическая модель динамики трогания автомобиля с места. Показано влияние темпа и характера нарастания момента трения в муфте сцепления и крутящего момента двигателя на динамическую нагруженность в трансмиссии и величину работы буксования муфты сцепления на режиме трогания. Исследование проводится с помощью дифференциальных уравнений движения автомобиля, решаемых на ЭЦВМ. Рис. 4. Библи. 4.

УДК 629.113.592.6

Расчетное определение продольных и боковых реакций при движении тормозящего колеса с уводом. Петров М. А., Балакин В. Д., Тюнев Ю. В. «Автомобильная промышленность», 1978, № 2.

Рассмотрена методика расчета горизонтальных опорных реакций тормозного колеса для анализа рабочих процессов противоблокировочных систем. Проведена экспериментальная проверка предлагаемой методики. Рис. 3. Библи. 5.

УДК 629.113.001

Моделирование случайных колебаний автомобиля с нелинейной подвеской. Межов А. Е. «Автомобильная промышленность», 1978, № 2.

Приведена методика моделирования нелинейных случайных колебаний автомобиля на ЭЦВМ. Случайное воздействие со стороны дороги формируется внутри ЭЦВМ по заданной спектральной плотности микропрофиля. Рассмотрено моделирование вертикальных колебаний автомобиля с нелинейной подвеской и приведен пример расчета дисперсий установившихся колебаний. Точность моделирования проверена для случая линейной подвески, когда искомые дисперсии могут быть рассчитаны аналитически. Табл. 1. Рис. 1. Библи. 8.

УДК 629.113.001.4:620

Методика определения нагрузочных характеристик шестерен. Соколов О. В. «Автомобильная промышленность», 1978, № 2.

Кратко изложена методика определения нагрузочных характеристик шестерен, разработанная в НАМИ. Методика предназначена для организации статистических исследований режимов работы шестерен автомобиля в реальных условиях движения. Она включает в себя систему показателей режимов работы шестерен, перечень аппаратуры, необходимой для их получения, методические указания по проведению статистических измерений режимов работы шестерен и определению их степени точности. Рис. 2. Библи. 3.

УДК 629.113.012.4

Влияние технологических факторов на точность шевингования цилиндрических зубчатых колес. Кузоватов В. С., Симонов А. А., Савельев В. К. «Автомобильная промышленность», 1978, № 2.

Представлены результаты определения количественных величин влияния технологических факторов на погрешность профиля зуба цилиндрических зубчатых колес при шевинговании. Эксперимент проведен по схеме многофакторного планирования при одновременном варьировании скорости, радиальной и продольной подачи, твердости и величины припуска. Табл. 1. Библи. 4.

УДК 621.43-242:621.9.04

Бескопирная обработка поршней двигателей внутреннего сгорания. Федоренко И. Н. «Автомобильная промышленность», 1978, № 2.

Представлены основные положения метода бескопирной обработки поршней, схемы и конструктивные компоновки, приведены режимные зависимости, точностные характеристики обработанных поршней и результаты их испытаний. Рис. 5.

Так просто, как 1... 2... 3...

Осадка и редуцирование



Предварительная осадка



Окончательная высадка



Высадка истечением в закрытом штампе



Высадка с получением фаски



Окончательная высадка



Предварительная осадка



Окончательная высадка



Высадка с обратным истечением



Осадка и редуцирование



Окончательная высадка



Обрезка облоя



Высадка с обратным истечением



Предварительная осадка



Окончательная высадка



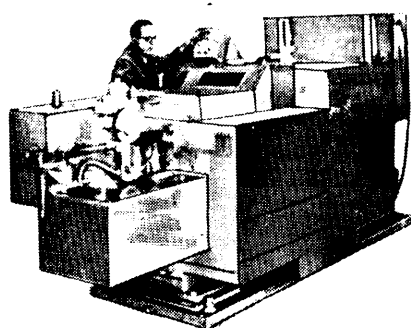
Высадка истечением в закрытом штампе



Высадка



Высадка внутреннего шестигранника



На трехударных автоматах с двумя матрицами можно высаживать множество различных деталей при малом расходе инструмента. Эти станки представляют собой двухударные автоматы с добавлением еще одной матрицы и пуансона. Автоматы легко настраиваются и обслуживаются. Холодновысадочные трехударные автоматы фирмы НАЦИОНАЛЬ МАШИНЕРИ с двумя матрицами дают возможность обеспечить производство специальных деталей. На автомате № 34 «нового размера» можно изготавливать детали диаметром 5—14 мм, используя заготовки диаметром 5—6 мм. Это позволит расширить диапазон выпускаемой продукции. Производительность автомата — до 200 шт/мин. Этот автомат будет демонстрироваться на выставке «Станки II» с 4 по 13 апреля с. г. в Москве (парк «Сокольники»).

С большим удовольствием мы предоставим Вам информацию об интересующих Вас подробностях.

National Machinery

Националь Машинери Ко., Тиффин, Огайо, США 44883. Националь Машинери товарищество с огран. ответственностью, 8500 Нюрнберг, Регенсбургер Штр., 420. Почтовый ящик 1249, ФРГ. Проектирование и конструкция высокопроизводительных машин холодной и горячей высадки.

Приобретение товаров иностранного производства осуществляется 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.