

СОДЕРЖАНИЕ

Б. М. Фиттерман — Развитие конструкций советских легковых автомобилей 1

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

Е. В. Коллегов, А. Я. Воденнов — О сроках смены масла в стационарных карбюраторных двигателях, созданных на базе автомобильных	4
Л. А. Захаров — Исследование впускного тракта V-образного шестицилиндрового двигателя	5
Ю. Г. Горнушкин, А. Ю. Рыбаков — Высокочастотный датчик малого давления	8
В. И. Кнороз, Е. В. Кленников — Влияние износа шин на их характеристики и тягово-сцепные качества автомобиля	9
Р. К. Вафин, В. А. Иванов, В. Ф. Смирнов — Торсионграфирование при испытаниях автомобилей	11
А. М. Голомидов — О сцепном весе автомобилей с приводом на передние колеса	12
Б. А. Дехтяр — Опыт совершенствования карданных передач	14
А. И. Мищенко — Радиальное перемещение поршня с дезаксиальной осью поршневого пальца	17
Я. М. Певзнер, Г. Г. Гридасов — Исследование влияния сухого трения в подвеске на колебания автомобиля при сложном возмущении	19
А. Д. Дербаремдикер, И. К. Соловьев — Исследование сил сопротивления в подвесках легковых автомобилей высшего класса	23
Г. М. Багров, М. Б. Школьников — Расчет на изгиб кузова легкового автомобиля	26

ТЕХНОЛОГИЯ

С. Н. Калашников — Пути повышения эффективности процесса зубофрезерования	29
Л. И. Живов, В. Г. Куимов — Исследование гидравлического зажимного устройства для штампа с разъемными матрицами	32
И. М. Цой — О влиянии макроотклонения шеек коленчатых валов на износ подшипников	34
Б. И. Старинков, Е. И. Кудинов — Протягивание наружных поверхностей на вертикально-гидравлических прессах	36
В. А. Дагаев, Н. И. Тарасов, В. В. Бурлаков, В. Г. Рыжков — Автоматизация сборки и сварки пакетов статоров автомобильных генераторов	37

ИНФОРМАЦИЯ

М. А. Клементьев — Международный автомобильный конгломерат Фиат—Ситроен	39
Ю. А. Конев — Математический подход к изучению влияния психофизиологии человека на управление автомобилем	40
Основные особенности легковых автомобилей США моделей 1970 г.	43
Рефераты статей	45

Главный редактор К. П. ИВАНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

А. А. Андерс, М. И. Басов, Н. А. Бухарин, Б. С. Генкин, А. С. Евсеев, К. П. Иванов, М. Я. Иоаннесянц, К. А. Калачев, В. Т. Клепацкий, А. М. Кригер, В. А. Кузин, Д. В. Лялин, И. С. Лунев, В. А. Массен, Д. Д. Мельман, А. Д. Просвирнин, Э. С. Разамат, Д. Д. Стахеев, В. Я. Селифонов, Б. С. Фалькевич, Г. А. Феста, С. Б. Чистозвонов

Адрес редакции:

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

ИЗДАТЕЛЬСТВО «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Технический редактор Л. П. Гордеева

Корректор В. А. Воробьева

Сдано в набор 6/III 1970 г. Подписано в печать 22/IV 1970 г. Т-05921
Печ. л. 6,0 Бум. л. 3,0 Уч.-изд. л. 9,75 Тираж 12 252 экз. Формат 60 × 90/8 Зак. 934

Типография изд-ва «Московская правда»

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

5
МАЙ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1970

Год издания XXXVI

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА
АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

УДК 629.114. «71»

Развитие конструкций советских легковых автомобилей

Канд. техн. наук **Б. М. ФИТТЕРМАН**
НАМИ

В НАСТОЯЩЕЕ время легковой автомобильный транспорт — общественный и индивидуальный — ежегодно перевозит около 2 млрд. пассажиров; приблизительно половину перевозят такси.

В ближайшие годы намечается значительный рост выпуска легковых автомобилей для полного удовлетворения потребности народного хозяйства, расширения их экспорта и увеличения продажи населению.

В зависимости от назначения (общественного и индивидуального использования) к конструкции легковых автомобилей предъявляются различные требования. В настоящее время в СССР только около 30% всего парка легковых автомобилей используется в общественной сфере.

К легковым автомобилям, используемым в качестве общественного транспорта, относятся такси, служебные и специальные автомобили, которые характеризуются высокой интенсивностью эксплуатации. Годовой пробег такси составляет 75—90 тыс. км, а служебных легковых автомобилей до 30 тыс. км. Общий пробег легковых автомобилей в течение его срока службы равен примерно 300—350 тыс. км. Поэтому высокие надежность и долговечность должны быть его основными показателями.

Индивидуальное использование легковых автомобилей характеризуется относительно невысокой интенсивностью их эксплуатации. Основное требование, предъявляемое к индивидуальным легковым автомобилям, — малый собственный вес при необходимой надежности и долговечности. Это требование основано на том, что многие экономические факторы, в значительной степени определяющие стоимость эксплуатации индивидуальных легковых автомобилей (затраты на топливо, смазочные материалы, запасные части и т. п.), прямо зависят от их веса.

Для удовлетворения перечисленных требований в СССР и в развитых капиталистических странах выпускают легковые автомобили различных типов и моделей, отличающиеся один от другого количеством мест, весом, рабочим объемом двигателя, типом кузова и т. п. Для оценки легковых автомобилей различных типов применяются общие классификационные признаки (параметры).

В настоящее время наибольшее распространение получила классификация по двум основным показателям: рабочему объему двигателя и сухому весу автомобиля — весу неснаряженного автомобиля. Рабочий объем характеризует потенциальную возможность двигателя, а вес автомобиля — допустимую нагрузку и прочность. В таблице приведена классификация легковых автомобилей, разработанная НАМИ и утвержденная ИТС Министерства автомобильной промышленности. Принятые предельные значения рабочего объема двигателя и сухого веса для отдельных групп автомобилей не являются незыблемыми и могут изменяться с развитием техники.

Класс автомобиля	Группа	Предельные значения рабочего объема двигателя в л	Предельные значения сухого веса в кг	Назначение
I (особо малый)	1	До 0,9	До 700	Индивидуальный автомобиль
	2	0,9—1,2	700—850	То же
II (малый)	1	1,2—1,5	850—950	То же
	2	1,5—1,8	950—1150	То же и служебный
III (средний)	1	1,8—2,5	1150—1250	То же и такси
	2	2,5—3,5	1250—1500	Служебный автомобиль
IV (большой)	1	3,5—5,0	1500—1700	То же
	2	Более 5,0	Более 1700	То же
V (высший)	—	Не регламентируется	—	То же

В странах Западной Европы большую часть составляют легковые автомобили особо малого класса, хотя их доля за последнее время несколько снизилась (с 73 до 63%) от всего объема производства легковых автомобилей. Производство легковых автомобилей малого и среднего классов в этих странах имеет тенденцию к повышению (26,8—36,6%).

Многие годы легковой автомобиль в СССР занимал в общем производстве автомобилей второстепенное положение, так как для удовлетворения неотложных нужд народного хозяйства требовались в первую очередь грузовые автомобили. Легковые автомобили обслуживали учреждения, связь, ско-

рую и неотложную медицинскую помощь, перевозку пассажиров в такси. Для индивидуальных нужд населения выделялось мало автомобилей.

До Великой Отечественной войны советской автомобильной промышленностью были выпущены три базовые модели легковых автомобилей: на Горьковском автозаводе автомобиль ГАЗ-А с открытым пятиместным кузовом (1932—1936 гг.) и автомобиль М-1 с закрытым пятиместным кузовом (1936—1941 гг.), на Московском автозаводе автомобиль ЗИС-101 с закрытым шестиместным кузовом (1936—1941 гг.). Автомобиль ГАЗ-А отличался малым весом, имел высокую проходимость, но по комфортабельности и надежности не удовлетворял потребителей. Его заменил автомобиль М-1, более соответствующий требованиям эксплуатации в нашей стране. Этот автомобиль был пригоден для работы в самых разнообразных дорожных и климатических условиях и имел достаточно вместительный кузов. На автомобиле М-1 был установлен четырехцилиндровый двигатель с рабочим объемом 3,28 л, мощностью 50 л. с.

Автомобиль ЗИС-101 характеризовался относительно высокой комфортабельностью. В его кузове были установлены отопитель и радиоприемник. На автомобиле ЗИС-101 применялся восьмицилиндровый двигатель с рабочим объемом 5,76 л, мощностью 90—110 л. с., коробка передач была снабжена синхронизаторами на второй и третьей передачах. Этот автомобиль имел удовлетворительную проходимость даже на грунтовых дорогах и отличался высокой прочностью и надежностью.

Модели автомобилей, выпущенные в послевоенные годы, не уступая по проходимости прежним моделям, имели большую надежность и долговечность. Например, пробег автомобилей ЗИЛ-110, эксплуатировавшихся в качестве такси, достигал 800 тыс. км. Конструкции автомобилей, выпускаемых в 50-е годы, характеризовались независимыми передними подвесками, коробками передач с синхронизаторами, тормозами с гидравлическим приводом, гидравлическими амортизаторами, отопителями и вентиляционными устройствами, а также удобными сиденьями. На базе этих автомобилей были построены различные их модификации.

В 1956—1960 гг. автомобильная промышленность достигла еще более значительных успехов как по увеличению числа выпускаемых моделей, так и по совершенствованию конструкций автомобилей и их агрегатов. Накопленный опыт помог создать новые автомобили, обладавшие высокими эксплуатационно-техническими параметрами и сохранившие свои специфические особенности по сравнению с зарубежными автомобилями (повышенные надежность, долговечность и проходимость).

В последний период (1960—1968 гг.) автозаводы продолжали развивать и совершенствовать свои модели.

На Запорожском автозаводе была создана новая модель автомобиля ЗАЗ-966 «Запорожец» по той же конструктивной схеме, что и модель автомобиля ЗАЗ-965, но с улучшенными эксплуатационными показателями. Тесный и устаревший по внешнему виду кузов был заменен более вместительным и современным. Увеличение габаритов автомобиля вызвало некоторое повышение его собственного веса, однако при этом динамические показатели не снизились. На автомобиле ЗАЗ-966 «Запорожец» установлен новый, более совершенный двигатель МемЗ-968 Мелитопольского моторного завода. Его рабочий объем повышен до 1200 см³, мощность увеличена до 40 л. с. Увеличение мощности двигателя дало возможность повысить скорость автомобиля до 120 км/ч; соответственно улучшилась и приемистость автомобиля. Значительно усилены сцепление и коробка передач, в которой установлен еще один синхронизатор (на первой передаче), что повысило ее долговечность и облегчило управление.

На Запорожском автозаводе создан автомобиль особо малого класса высокой проходимости (типа 4×4) модели ЗАЗ-969 с универсальным кузовом, предназначенный для работы в сельской местности. На автомобиле установлен двигатель мощностью 30 л. с.; максимальная скорость автомобиля 75 км/ч.

Московский автозавод малолитражных автомобилей (ныне автозавод им. Ленинского комсомола), продолжая развивать и совершенствовать конструкцию своих автомобилей, разработал переходную модель «Москвич-403», а в 1965 г. перешел к производству нового автомобиля «Москвич-408». Для автомобиля этой модели был спроектирован отвечающий современным требованиям эстетики более комфортабельный и просторный кузов и улучшена подвеска автомобиля. В конструкции автомобиля «Москвич-408» была предусмотрена возможность

модернизации, связанной с установкой значительно более мощного двигателя (мощность 75 л. с.). С 1968 г. завод выпускает новую модель автомобиля «Москвич-412». Одновременно с установкой на этом автомобиле двигателя мощностью 75 л. с. была улучшена конструкция сцепления и коробки передач, в которую введен синхронизатор на первой передаче.

Горьковский автозавод перешел в 1970 г. на производство автомобиля «Волга» новой модели — ГАЗ-24. По внешним формам и внутренней отделке кузова новый автомобиль «Волга» находится на уровне лучших современных моделей легковых автомобилей среднего класса. Мощность двигателя увеличена до 98 л. с., повышены динамические качества автомобиля. Максимальная скорость доведена до 145 км/ч. Вследствие установки четырехступенчатой полностью синхронизированной коробки передач улучшился показатель разгона. Система тормозов усилена, усовершенствована подвеска, повышены надежность и долговечность автомобиля, значительно сокращено время, затрачиваемое на его техническое обслуживание, из-за уменьшения количества точек смазки и облегчения регулирования механизмов и агрегатов. В настоящее время на Горьковском автозаводе ведутся также работы по созданию легкового автомобиля большого класса модели ГАЗ-14.

До 1952 г. на Горьковском автозаводе выпускался легковой автомобиль высокой проходимости ГАЗ-67Б, затем было начато производство новой модели автомобиля этого класса ГАЗ-69 с кузовами двух вариантов: пятиместным с открывающимся мягким верхом (модель ГАЗ-69А) и универсальным со съемным тентом для перевозки пассажиров и грузов (модель ГАЗ-69).

В 1955 г. производство этих автомобилей было переведено на Ульяновский автозавод. Выпуск их продолжается до настоящего времени.

На Ульяновском автозаводе создан автомобиль УАЗ-469 новой конструкции с колесной формулой 4×4, который будет выпускаться вместо автомобиля ГАЗ-69. На новом автомобиле установлен универсальный кузов, позволяющий использовать автомобиль для перевозки как пассажиров, так и грузов. Мощность двигателя увеличена до 70 л. с., а максимальная скорость автомобиля повышена до 100 км/ч. Автомобиль УАЗ-469 имеет четырехступенчатую коробку передач и колесные редукторы; увеличен дорожный просвет автомобиля, что улучшило его проходимость.

На Московском автозаводе им. Лихачева создана новая модель семиместного легкового автомобиля высшего класса ЗИЛ-114. По своей конструкции и эксплуатационно-техническим показателям этот автомобиль ничем не уступает современным лучшим моделям автомобилей своего класса. На нем установлен двигатель мощностью 300 л. с., дающий возможность развивать автомобилю скорость до 190 км/ч. Для безопасности движения с такой скоростью на автомобиле имеется вакуумный усилитель привода дисковых тормозов и гидравлический усилитель рулевого управления. У автомобиля ЗИЛ-114 очень высокие комфортабельность, плавность хода, хорошее качество сидений, удобно размещены пассажиры, отличные внешняя и внутренняя отделка. Автомобиль снабжен установкой для кондиционирования воздуха.

Рассмотрим основные направления развития конструкций советских легковых автомобилей в ближайшем будущем.

Помимо двух компоновочных схем — классической, по которой выполнены почти все советские модели автомобилей, и схемы с задним расположением двигателя («Запорожец»), за рубежом стали довольно широко применяться автомобили с передним приводом. Их появление связано, прежде всего, с тем, что автомобили с малой колесной базой и относительно небольшим весом, выполненные по классической схеме или по схеме с задним расположением двигателя, оказались недостаточно устойчивыми при езде с высокими скоростями (120 км/ч и более).

Проработка конструкции автомобилей с передним приводом показала, что если двигатель расположить перпендикулярно продольной оси автомобиля, то можно сократить длину автомобиля и снизить его вес по сравнению с равновеликим по пассажирскому помещению автомобилем классической схемы. Автомобили с передним приводом и двигателем, расположенным поперек, не могут быть в настоящее время рекомендованы для автомобилей всех классов из-за трудности расположения большого по рабочему объему силового агрегата в мотоотсеке между колесами.

Можно предположить следующие пути развития основных агрегатов перспективных автомобилей.

Механические коробки передач будут постепенно заменяться автоматическими (гидромеханическими) — сначала на автомобилях среднего класса, а затем и на автомобилях малого класса. Временно может найти применение полуавтоматическая коробка передач с гидротрансформатором как более дешевая и простая, позволяющая постепенно перейти к полностью автоматической коробке.

Вследствие увеличивающейся скорости движения автомобилей особое внимание следует обратить на конструкцию подвески. С целью повышения безопасности движения автомобильного транспорта все шире будет применяться независимая задняя подвеска, особенно на автомобилях среднего и малого классов. В подвесках автомобилей большого и высшего классов можно ожидать внедрения гидравлических и пневмогидравлических упругих элементов. Обязательным для автомобилей этих классов, станет подвеска с регулируемой жесткостью в зависимости от типа дороги и нагрузки автомобиля (числа пассажиров).

С увеличением скорости движения автомобилей необходимо улучшать конструкцию тормозных систем. При установке дисковых тормозов можно повысить тормозные качества автомобиля. В настоящее время дисковые тормоза устанавливаются в первую очередь на передние колеса; по мере совершенствования конструкции тормозов их будут применять и на задних колесах. Регулирование давления в тормозных цилиндрах колес в зависимости от нагрузки автомобиля и коэффициента сцепления шин с дорогой также положительно влияет на тормозные качества автомобиля.

При помощи датчиков электронного типа можно создать устройство, реагирующее на нагрузку и ускорение автомобиля, а также на коэффициент сцепления шин с дорогой. Разработка и внедрение такого устройства даст возможность значительно повысить безопасность движения.

Выбор силовой схемы кузовов для перспективных типов легковых автомобилей имеет весьма важное значение. В частности, применение силовой схемы с несущим основанием позволяет снизить вес кузова при одновременном увеличении его прочности.

К шинам перспективных легковых автомобилей также предъявляют ряд требований: уменьшение сопротивления качению, лучшее сцепление с почвой на скользких грунтах и при движении с высокой скоростью.

При движении автомобиля с высокими скоростями хорошо

себя зарекомендовали шины типа Р с радиальным расположением нитей корда, имеющие ряд преимуществ по сравнению с шинами обычной конструкции. Шины типа Р обладают лучшим сцеплением с дорогой и меньшим сопротивлением качению. Недостатком этих шин является вызываемая ими усиленная вибрация шасси и кузова автомобиля, особенно при движении по дорогам с неровным покрытием (булыжным и др.). Эти вибрации частично можно устранить с помощью улучшения конструкции шин и путем введения между кузовом и подвеской специальных промежуточных резиновых элементов.

По-новому автомобильная промышленность подходит к вопросам обеспечения безопасности движения.

В настоящее время в автомобильной промышленности на заводах и в научных институтах ведется исследовательская и опытно-конструкторская работа по повышению активной и пассивной безопасности автомобилей. Уже построен комплекс сооружений и создана аппаратура для искусственного воспроизведения одного из видов аварий — столкновения автомобиля с неподвижным препятствием и разработана методика испытаний. Созданы также и другие установки и приборы для проведения различных испытаний, в частности на опрокидывание автомобиля.

На основании полученных материалов автозаводы внесли ряд изменений в конструкции уже выпускаемых автомобилей, что значительно улучшило их показатели в отношении требований пассивной безопасности. Одновременно ведутся работы по созданию норм управляемости и устойчивости автомобилей различных классов и типов, а также по нахождению оптимальных соотношений жесткости передней и задней подвесок и определению их влияния на боковой крен автомобиля на поворотах.

В конструкциях новых автомобилей (1971—1975 гг.) все вопросы, связанные с активной и пассивной безопасностью, будут решаться комплексно. В частности, широкое применение получат травмобезопасные рулевые колонки, отдельные приводы тормозов, усилители приводов тормозного и рулевого управления, травмобезопасная внутренняя и наружная арматуры, а также слоеное стекло типа триплекс с утолщенной прокладкой из поливинилбутирала, не теряющее прозрачности при повреждениях. Особое внимание будет уделено снижению уровня шума, создаваемого автомобилем, уменьшению радиопомех и токсичности отработавших газов.

ПРОДОЛЖАЕТСЯ ПОДПИСКА НА ЖУРНАЛ

«АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ»

на 1970 год

Подписка принимается без ограничения в пунктах подписки «Союзпечать», в почтамтах, городских, районных узлах и отделениях связи, а также у общественных пространителей печати.

Журнал можно приобрести только по подписке.

О сроках смены масла в стационарных карбюраторных двигателях, созданных на базе автомобильных

Канд. техн. наук Е. В. КОЛЛЕГОВ, А. Я. ВОДЕНИСОВ

Филиал Всесоюзного научно-исследовательского института электросварочного оборудования, Заволжский моторный завод

НЕСКОЛЬКО лет проводятся длительные испытания на надежность сварочных агрегатов АСБ-300-7 с карбюраторными двигателями ЗМЗ-21 моделей 320 (с магнетным зажиганием) и 320Б (с батарейным зажиганием).

В процессе испытаний четыре агрегата проработали в общей сложности по 6000 ч и один агрегат — 2000 ч. За время испытаний проводились все профилактические работы, предусмотренные инструкцией по эксплуатации и обслуживанию двигателей. После 3000—5000 ч испытаний двигатели разбирались, проводился микрометрич и осуществлялись профилактические работы с частичной заменой некоторых деталей [1].

Одной из задач исследования являлась оценка изменения расходов масла и топлива двигателями в зависимости от срока их службы. В течение всех испытаний агрегаты работали в установленном для них режиме ПР-60% с циклом в 5 мин по ГОСТу 304-65, т. е. 2 мин холостой ход, 3 мин номинальной нагрузки при постоянном числе оборотов коленчатого вала двигателя, равном 2000 об/мин. Номинальной нагрузкой сварочного генератора агрегата АСБ-300-7 считается ток $I = 300$ а, при напряжении $U = 32$ в. Указанный режим принят как имитирующий наиболее типичные эксплуатационные условия, он задавался автоматически от специального программного устройства. Разница действительного цикла и расчетного не превышала 1,5—2,0 сек.

На рис. 1 приведены средние значения часовых расходов топлива и масла по пяти двигателям в различные моменты общей продолжительности испытаний. После 1000 ч работы скачок уменьшения расхода масла вызван устранением имевших

лей, не наблюдалось. Снижалась только интенсивность возрастания расхода масла с увеличением срока работы при дальнейших испытаниях. Однако в результате переборки двигателей снижался расход топлива двигателями. Это объясняется тем, что при обследовании и подготовке двигателей к дальнейшим испытаниям после 3000 ч работы, на них в основном проводились регламентные работы, улучшающие топливную экономичность (продувка жиклеров и регулировка карбюратора; регулировка механизма газораспределения и полная смена свечей зажигания). При этом оставались прежними цилиндры, поршневая группа, в основном с прежними поршневыми кольцами, и прежние подшипниковые узлы.

Подобное объяснение можно дать и уменьшению расхода топлива и масла после 5000 ч работы двигателей, когда менялись поршневые кольца и вкладыши подшипников коленчатого вала.

За все 6000 ч работы двигателей расход масла (в процентах к расходу топлива) не превысил 1,8%. Допустимым в эксплуатации считается расход масла до 3%.

Для восполнения утрат и потерь масла в процессе испытаний через каждые 100 ч работы двигателей доливалось свежее масло от 1,6 до 9,5 кг. За все 26 тыс. ч суммарного времени работы пяти двигателей на одном из них минимальное количество доливаемого масла составило 0,9 кг за 100 ч работы.

Инструкцией по эксплуатации и обслуживанию указанных двигателей предусматривается через каждые 100 ч работы менять масло в картере и менять фильтрующий элемент фильтра тонкой очистки масла. Кроме того, предписывается через каждые 24 ч работы двигателя сливать масло из корпуса фильтра тонкой очистки масла.

Как показали испытания, при смене фильтрующего элемента фильтра вместе с ним удаляется не менее 1 кг масла. При ежедневном сливе масла из корпуса фильтра тонкой очистки удаляется как минимум 0,3 кг масла, т. е. 1,2 кг за 100 ч работы. Таким образом, при емкости масляной системы двигателя 5,5 кг фактически за 100—150 ч работы двигателя полностью меняется все масло.

При испытаниях было оценено влияние конструктивного исполнения системы вентиляции картера двигателя на расход масла. На двух двигателях была оставлена ныне применяемая система вентиляции картера через фильтр вентиляции, установленный на горловине крышки коромысел. На двух других двигателях была установлена система вентиляции картера, применяемая на базовой модели, т. е. с установкой трубы вентиляции картера на заднюю крышку клапанной коробки в дополнение к указанному выше фильтру. С измененной системой вентиляции картера оба двигателя отработали по 1000 ч.

Установлено, что непосредственное сообщение полости картера с атмосферой уменьшает расход масла в среднем на 20% по сравнению с вентиляцией через сапун на клапанной крышке. На расход топлива система вентиляции существенно не влияет.

На расход топлива влияет тип системы зажигания двигателя — магнетное или батарейное. На испытаниях было три двигателя с батарейным и два двигателя с магнетным зажиганием. Испытания показали, что батарейное зажигание, имеющее автоматическое регулирование угла опережения в зависимости от нагрузки, обеспечивает снижение расхода топлива по сравнению с магнетным на 3,4—9,8%.

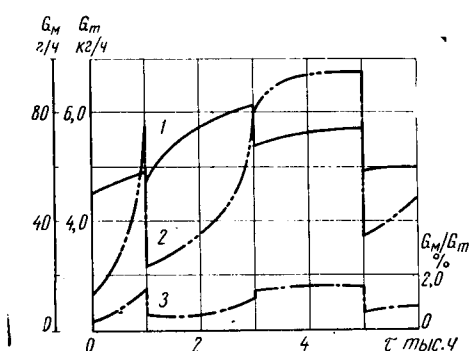


Рис. 1. Изменение расхода топлива и масла двигателями модели 320 и 320Б в зависимости от срока их службы:

1 — расход топлива; 2 — расход масла; 3 — отношение расхода масла к расходу топлива

место потерь через неплотности на всех двигателях (течь через прокладки, сальники и нарушения в соединениях трубопроводов). Скачок уменьшения расхода топлива объясняется тем, что в это время была проведена работа по устранению причин его повышенных расходов.

После 3000 ч испытаний уменьшения расхода масла после переборки двигателей, необходимой для микрометрич дета-

Была проведена работа по оценке изменения параметров масла АС-8 (М8Б) за время его работы в двигателях без смены в течение 1000 ч. Фильтрующие элементы фильтров тонкой очистки масла менялись через каждые 100 ч работы.

Анализ полученных данных показывает, что после 200 ч работы содержание механических примесей в масле и кинематическая вязкость (при 100°C) стабилизируются и остаются практически постоянными в последующее время работы (рис. 2). Содержание механических примесей максимально не превышало 0,03% и составляло в среднем 0,02%. Кинематическая вязкость в среднем равна 8,8 сСт, а максимально 9,1 сСт при первоначальном значении вязкости 8,5 сСт (после 300 ч работы доливалось масло вязкостью 8,2 сСт).

Существенное влияние оказывает применяемая система зажигания двигателей на содержание кислоты в масле (рис. 3). У двигателей с батарейным зажиганием содержание кислот в масле стабилизируется уже после 100—150 ч работы и в последующем, оставаясь примерно постоянным, не превышает 0,20 мг КОН/г масла. Для двигателей с магнетным зажиганием кривая кислотного числа масла располагается несколько выше. Изменение кислотности масла в большой степени определяется бесперебойной работой системы зажигания. При проведении данной работы на опытных двигателях система магнетного зажигания работала неудовлетворительно. За 900 ч работы двигателей произошло 19 отказов системы зажигания. Однако к моменту начала испытаний по проверке работы масла в двигателях последние уже отработали по 5000 ч, и моторесурс магнетной системы зажигания, по-видимому, был исчерпан.

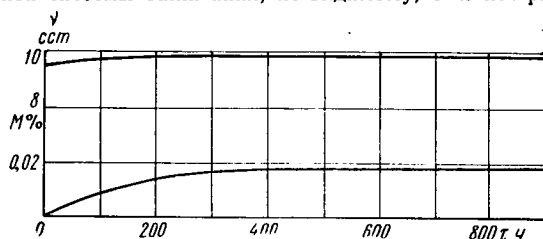


Рис. 2. Изменение кинематической вязкости ν масла и содержания в нем механических примесей M в зависимости от срока службы

Проведение профилактических работ на двигателях (через каждые 100 ч работы), включающих смену фильтрующих элементов фильтров тонкой очистки масла, уменьшает кислотное число масла на 0,02—0,07 мг КОН/г масла. На кривых изменения кислотного числа масла моменты проведения профилактических работ отмечены появлением скачков.

Повышенная кислотность масла двигателей с магнетным зажиганием находится в прямой связи с установленным повышенным расходом топлива на этих двигателях и связана с основным недостатком системы зажигания от магнето — отсутствием устройства, обеспечивающего автоматическое регулирование угла опережения зажигания в зависимости от нагрузочного режима работы двигателя.

В ряде опубликованных работ [2—4] высказывается мнение о том, что срок службы масла не влияет на его смазочные свойства. С увеличением работы двигателя без смены масла интенсивность износа деталей не возрастает. Рост концентрации механических примесей наблюдается лишь в первый пе-

риод работы, а затем она стабилизируется. В связи с этим рекомендуется значительно увеличить сроки смены масла. Указывается, что при использовании и подборе масла для двигателей необходимо добиваться, чтобы интенсивность его старения в процессе работы не увеличилась. Если при этом угар и долив масла без ухудшения состояния двигателя составят хотя бы двукратный объем в масляной системе, то дальнейшая смена масла будет вызываться только необходимостью ремонта двигателя или в связи с сезонными условиями.

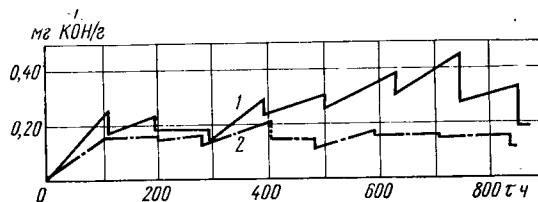


Рис. 3. Влияние системы зажигания двигателей на изменение кислотности масла:

1 — двигатели с магнетным зажиганием; 2 — двигатели с батарейным зажиганием

Ряд авторов [5—7] утверждает, что противоизносные свойства масла после достижения предела загрязнения не зависят от дальнейшего срока его службы. В частности, имеются указания, что содержание механических примесей с продуктами износа до 1% и более не приводит к повышенному износу трущихся деталей двигателя [8].

Все изложенное дает основание считать, что для стационарных двигателей модели 320В (с батарейным зажиганием) можно менять масло АС-8 (М8Б) через 1000 ч работы. Указанный период работы совпадает с сезонными уходами, поскольку сварочные агрегаты работают в среднем 2000 ч в год. При сезонном уходе осуществляются промывка и очистка всех систем двигателя. Для двигателей модели 320 (с магнетным зажиганием) можно менять масло через 400 ч работы, а не через 100 ч, как рекомендуется инструкцией по эксплуатации двигателя. За 400 ч работы кислотность масла даже в самых неблагоприятных условиях не превышает допустимой величины. К этому времени приурочиваются профилактические работы в соответствии с инструкцией.

ЛИТЕРАТУРА

1. Мозокин Н. Г., Воденисов А. Я. «Автомобильная промышленность», 1968, № 3.
2. Кувайцев И. «Автомобиль», 1964, № 8.
3. Артемьев Ю. Н. и др. «Машино-тракторная станция», 1958, № 3.
4. Чанкин В. В. Спектральный анализ масел в транспортных двигателях. Изд-во «Транспорт», 1967.
5. Чанкин В. В., Пахомов Э. А. «Вестник ЦНИИ МПС», 1964, № 6.
6. Венцель С. В. «Автотроллек Украина», 1964, № 2.
7. Венцель С. В., Лелюк В. А. Результаты исследования приработок пар трения. В сб. «Теория смазочного действия и новые материалы». Изд-во «Наука», 1965.
8. Емельянов Л. А., Никифоров Г. Г. Влияние продуктов старения масла на износ двигателя. Труды ЦНИИД. Вып. 46М. Машгиз, 1963.

УДК 621.43—225.1:629.113.001.5

Исследование впускного тракта V-образного шестицилиндрового двигателя

Л. А. ЗАХАРОВ

Горьковский автозавод

УВЕЛИЧЕНИЯ наполнения цилиндров двигателя можно достичь путем частичной продувки пространства камеры сгорания при наличии подобранных длин трубопроводов и фаз газораспределения, а также инерционной дозарядкой рабочего цилиндра в начале хода сжатия.

Однако получить большой эффект от этих мероприятий в многоцилиндровых двигателях с V-образным расположением

цилиндров очень сложно. Поэтому при создании новых двигателей такого типа необходимо оценивать совершенство каналов впускного тракта и изыскивать возможности снижения его сопротивлений до минимума. С точки зрения исследования впускной тракт представляет собой сложную систему, в которой переменными являются не только форма и размеры поперечного сечения каналов, но и их направление. Поэтому впуск-

ной тракт (рис. 1) V-образного шестицилиндрового двигателя ГАЗ в данном случае был разделен на участки карбюратор — впускная труба — головка цилиндров.

Работа проводилась с целью уменьшить гидравлические потери в проходных сечениях впускного тракта, а также оценить пропускную способность впускного тракта в целом и его отдельных местных сопротивлений.

Методика доводки предусматривала определение оптимальной формы впускного тракта без карбюратора и без впускного клапана, затем на доведенном впускном тракте исследова-

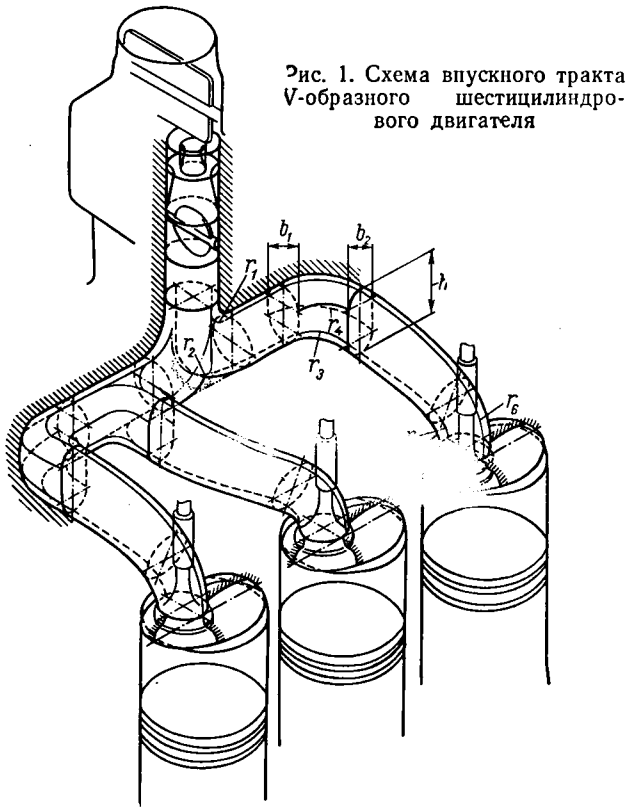


Рис. 1. Схема впускного тракта V-образного шестицилиндрового двигателя

лось влияние на расход воздуха других факторов, а именно, карбюратора, формы тарелки клапана и участка входа в цилиндр при наличии клапана.

Экспериментальная часть работы проводилась на вакуумной установке (рис. 2), снабженной ротационным вакуумным насосом, обеспечивающим просасывание необходимого количества воздуха через испытываемую систему. Расход воздуха измерялся при опущенном колпаке тарированными насадками, расположенными в резервуаре 10. При определенном разрежении (12,5 мм вод. ст.) производительность каждого из насадков определялась заранее. Измерения проводились с точностью до $\pm 1\%$. Давление в резервуаре 10 регулировалось вентилем 11 и измерялось жидкостным микроманометром с наклонной трубкой 13 с точностью до ± 2 мм вод. ст.

Давление в полости цилиндра и в исследуемых точках впускного тракта определялось водяными U-образными пьезометрами с точностью до $\pm 0,5$ мм вод. ст.

Пропускная способность впускного тракта двигателя равна

$$V_1 = V'_h \eta_v n i 30 \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (1)$$

где V'_h — рабочий объем одного цилиндра двигателя в м^3 ;
 η_v — коэффициент наполнения двигателя;
 n — число оборотов коленчатого вала в минуту;
 i — число цилиндров двигателя.

В каждый цилиндр за то же время поступает в i раз меньшее количество воздуха, но, так как это происходит непрерывно, а только во время тактов впуска, скорость движения потока воздуха, следующего по ветви впускного тракта, ведущей к одному цилиндру, будет равна

$$w_u = \frac{4V_1}{3600 f i} \text{ м/сек}, \quad (2)$$

Во всех остальных тактах впускной клапан закрыт и $w_u = 0$.

Чтобы получить такую же скорость, а следовательно, и такие же аэродинамические потери при продувке на вакуумной установке, через впускную систему должен продуваться воздух со скоростью w_u . Естественно, что в условиях исследования на вакуумной установке нельзя создать прерывистого потока, подобного описанному схематическому потоку в двигателе, поэтому для обеспечения необходимой скорости w_u расход воздуха V_2 , как это следует из уравнения (2), должен быть в 4 раза больше, чем фактический расход на один цилиндр двигателя, т. е.

$$V_2 = 4V'_2 = 4 \frac{V_1}{i} \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (3)$$

где V'_2 — часовой расход воздуха через один цилиндр, обеспечивающий на вакуумной установке такую же установившуюся скорость во впускной системе, как и средняя установившаяся скорость воздуха во впускном отверстии одного из цилиндров двигателя во время такта впуска.

Подставляя значение V_1 из выражения (1) в уравнение (3), имеем

$$V_2 = V'_h \eta_v n 120 \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (4)$$

Принимая коэффициент наполнения $\eta_v = 1$, можно определить расход воздуха в $\text{м}^3/\text{ч}$, оценивающий предельную пропускную способность впускной системы на вакуумной установке.

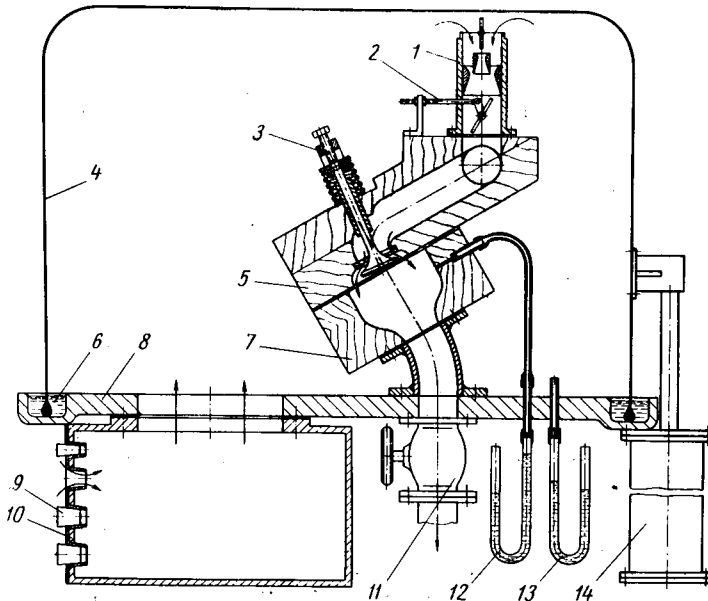


Рис. 2. Схема установки для продувки впускного тракта:

1 — карбюратор; 2 — тяга; 3 — винт; 4 — колпак; 5 — впускной тракт; 6 — гидравлический затвор; 7 — цилиндр; 8 — установочная плита; 9 — резиновая пробка; 10 — входной резервуар; 11 — вентиль; 12 — U-образный пьезометр; 13 — микроманометр с наклонной трубкой; 14 — пневмоподъемник

Качество исследуемых впускных трактов оценивалось по коэффициенту расхода μ для выбранного сечения:

$$\mu = \frac{V_\partial}{V_m}, \quad (5)$$

где V_∂ — действительный расход воздуха;
 V_m — теоретический расход воздуха.

Действительный часовой расход воздуха с учетом неперывности движения определяется произведением расхода воздуха, измеряемого насадками вакуумной установки V_y , на отношение удельных весов воздуха под колпаком γ_1 и в цилиндре γ_2 :

$$V_\partial = V_y \cdot \frac{\gamma_1}{\gamma_2} \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (6)$$

Теоретический часовой расход воздуха V_m определяется как произведение выбранной площади f на теоретическую скорость w_m :

$$w_m = \sqrt{2 \cdot 9,81 (p_1 - p_2) \frac{1}{\gamma_2}} \cdot 3600 \text{ м/сек.}$$

Тогда

$$V_m = f \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 (p_1 - p_2) \frac{1}{\gamma_2}} \cdot 3600 \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (7)$$

где p_1 и p_2 — соответственно давление под колпаком и в цилиндре в кг/м^2 .

Подставляя в уравнение (5) выражения (6) и (7) и заменяя $p_1 - p_2 = \Delta p$, получим

$$\mu = \frac{V_y \cdot \frac{\gamma_1}{\gamma_2}}{f \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot \Delta p \cdot \frac{1}{\gamma_2}} \cdot 3600} \quad (8)$$

Предварительно исследовался впускной тракт V-образного шестицилиндрового двигателя. Результаты являлись исходными для сравнения с данными испытаний экспериментальных вариантов впускного тракта. Полученные результаты приведены на рис. 3 и 4.

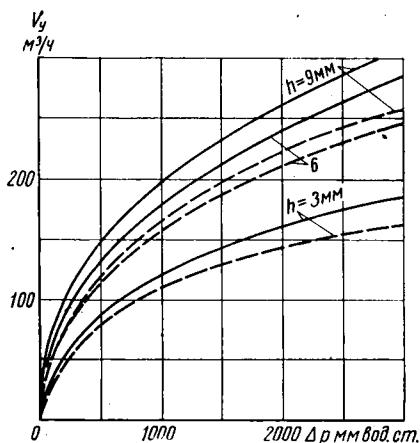


Рис. 3. Изменение расхода воздуха через впускную систему в зависимости от разрежения в цилиндре для различных подъемов впускного клапана (штриховые линии — для существующего тракта, сплошные — для экспериментального)

Исследования и доводка впускной трубы состояли в подборе оптимальной формы каналов. Впускной канал разделялся на два участка: поворот в вертикальной плоскости после карбюратора и поворот в горизонтальной плоскости к цилиндру.

Для этой цели был изготовлен деревянный макет первого участка с каналом круглого поперечного сечения диаметром 38 мм. Вместо карбюратора над первым участком устанавливался специальный насадок. В результате проведенных исследований удалось установить, что проставки в зоне между насадком и первым участком размером до 300 мм уменьшают коэффициент расхода на 2—6%. Следовательно, участок поворота от карбюратора во впускную трубу должен располагаться непосредственно за карбюратором.

Введение поперечных ребер высотой 3—6 мм в зоне нижней стенки первого участка впускной трубы непосредственно под карбюратором уменьшало коэффициент μ на 1—1,5%. Установка ребер вдоль канала этой зоны не влияла на величину коэффициента μ . Изменение соотношения площадей входа F_1 и выхода F_2 поперечного сечения первого участка канала впускной трубы незначительно влияло на коэффициент расхода. Так, например, при уменьшении или увеличении площади F_1 на 5% коэффициент μ уменьшается на 1—2%.

Скругление кромки поворота радиусом r_1 (рис. 1) увеличивало коэффициенты расходов. При определенном значении r_1

коэффициент μ имеет максимальное значение. Объясняется это тем, что при сильном скруглении кромки r_1 в месте изгиба площадь поперечного сечения увеличивается и скорость падает. Наличие гребешка, образованного радиусами r_2 выбранными экспериментально, улучшает условия входа воздуха во впускную трубу.

Для оценки шероховатости на внутреннюю поверхность каналов наносились неровности с высотой гребешка 0,5 мм при

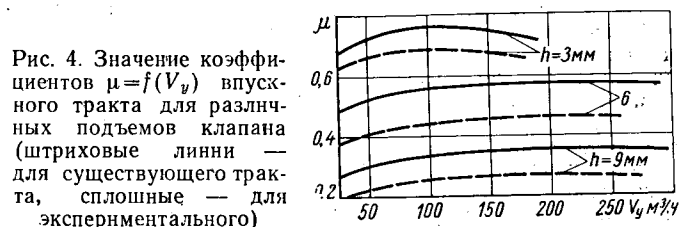


Рис. 4. Значение коэффициентов $\mu = f(V_y)$ впускного тракта для различных подъемов клапана (штриховые линии — для существующего тракта, сплошные — для экспериментального)

сохранении проходного сечения канала, которые снизили коэффициент μ на 6—8%. Естественно, что введение механической обработки внутренней поверхности впускных каналов должно значительно повысить коэффициент расхода.

Для дальнейших исследований был выбран оптимальный вариант первого участка и к нему присоединен второй участок.

Учитывая, что на V-образных двигателях со штанговым приводом клапанов впускные каналы круглого поперечного сечения трудно скомпоновать, были исследованы горизонтальные повороты, имеющие вытянутость поперечного сечения. Известно, что сопротивление поворота с увеличением вытянутости его поперечного сечения, т. е. увеличением отношения высоты сечения к его ширине $\frac{h}{b_2}$, уменьшается. Радиусы поворота r_3

и r_4 второго участка с учетом вытянутости определялись из опыта.

Вращение по часовой стрелке на 360° второго участка около горизонтальной оси первого участка показало (с учетом компоновки), что лучшим является П-образное расположение поворотов, при всех других положениях коэффициент μ уменьшался на 1—1,5%. В этой последовательности исследованы каналы, идущие к первому, второму и третьему цилиндрам. Неравномерность распределения воздуха по каналам составила 1—3% и находилась в допускаемых пределах для впускной трубы двигателей с V-образным расположением цилиндров.

Исследования и доводка головки цилиндров состояли в подборе оптимальной формы каналов и их поворотов. Канал в головке цилиндров был разделен на три участка: участок входа, вертикальный поворот к цилиндру и вход в цилиндр.

С этой целью изготовлен деревянный макет канала головки цилиндра, содержащий впускное отверстие диаметром 36 мм и камеру сгорания. Впускное отверстие отсутствовало. Макет присоединялся к цилиндру 7 (рис. 2) диаметром 92 мм. Главный вход воздуха в канал головки обеспечивался с помощью насадка, изготовленного из пластилина. На макет устанавливался комплект впускного клапана и специальное устройство с винтом 3 (рис. 2), обеспечивающее открытие клапана. Сначала провели исследование без клапана. Учитывая вытянутость поперечного сечения второго участка впускной трубы, вход в канал головки цилиндров был изготовлен таким же. При продувке макета оказалось, что расход воздуха не уменьшился, следовательно, вход в канал головки цилиндра оставили равным выходу впускной трубы, что благоприятно сказалось на компоновке механизма газораспределения. Участок входа до вертикального поворота представляет собой суживающийся канал. Радиусы r_5 и r_6 вертикального поворота к цилиндру подбирались опытным путем.

Опыты показали, что установка направляющей втулки клапана в канал снижает коэффициент расхода на 12%. Для снижения этих потерь использовался метод вытянутости поперечного сечения канала в горизонтальной плоскости у направляющей втулки клапана. Это позволило восстановить коэффициент μ в первоначальном его значении, т. е. до установки направляющей втулки клапана.

После проведения указанных выше опытов макет головки исследовался совместно с впускным клапаном при величинах подьема последнего до 10,5 мм.

Участок входа в цилиндр при наличии клапана выбран оптимальным.

В этой последовательности проверены каналы головки первого, второго и третьего цилиндров. Неравномерность распределения воздуха по цилиндрам составила 1—2% и находилась в допустимых пределах.

Дальнейшим исследованиям был подвергнут воздушный тракт двухкамерного карбюратора типа К-126 с параллельным открытием дроссельных заслонок, принятого для рассматриваемого двигателя. У воздушного тракта карбюратора должны быть хорошая организация воздушного потока во входной горловине карбюратора, а также на выходе в малый и большой диффузоры; минимальные сопротивления и габариты.

При продувке карбюратора определялось влияние отдельных элементов карбюратора на расход воздуха через карбюратор и коэффициент расхода. Так удалось установить, что: демонтаж крышки карбюратора повышает коэффициент расхода на 3—5%; демонтаж малых диффузоров — еще на 8—10%; демонтаж корпуса с большими диффузорами — еще на 1—2%. Распределение сопротивлений отдельных элементов карбюратора показывает, что основные потери в данном случае приходятся на крышку и малые диффузоры.

Поэтому улучшение организации потока воздуха на входе в карбюратор и диффузоры путем изменения воздушного тракта крышки, отсутствие воздушной заслонки и уменьшение наружного диаметра малого диффузора на 1 мм позволили увеличить коэффициент расхода на 10—12%. Расход воздуха через карбюратор при разрежении 350 мм вод.ст. повысился на 22%.

Продувки отдельно правого и левого воздушных трактов показали, что неравномерность распределения воздуха составляет 0,5—1%.

В последовательности, аналогичной предыдущим исследованиям, были изучены впускные тракты первого, второго и третьего цилиндров. Неравномерность распределения воздуха по цилиндрам находилась в допустимых пределах для впускных трактов двигателей данного типа и составляла 2—3%.

В результате проведенных исследований общее увеличение пропускной способности экспериментального впускного тракта по сравнению с существующим составило 20%.

По результатам исследования впускного тракта автомобильного шестицилиндрового двигателя с V-образным расположением цилиндров можно установить, что к основным факторам, наиболее интенсивно влияющим на величину гидравлических потерь, относятся:

1. Радиусы скругления впускной трубы;
2. Радиусы скругления вертикального поворота к цилиндру;
3. Радиус перехода в камере сгорания;
4. Радиусы построения головки клапана;
5. Организация потока во входной горловине карбюратора, а также на входе в малый и в большой диффузоры.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ленин И. М. Теория автомобильных двигателей. Машгиз, 1958.
2. Идельчик И. Е. Гидравлические сопротивления. Энергоиздат, 1954.
3. Ленин И. М., Малашкин О. М., Самоль Г. И. Системы топливоподачи автомобильных и тракторных двигателей. Машгиз, 1963.
4. Ленин И. М. Теория автомобильных и тракторных двигателей. Изд-во «Машиностроение», 1969.

УДК 629.113.001.4:620.1.05

Высокочастотный датчик малого давления

Канд. техн. наук Ю. Г. ГОРНУШКИН, А. Ю. РЫБАКОВ

Владимирский политехнический институт

ИСПЫТАНИЯ и исследования автомобилей и автомобильных двигателей часто связаны с необходимостью измерения быстро изменяющихся малых давлений. Приборы, предназначенные для этой цели, должны отличаться большой чувствительностью и одновременно высокой частотой собственных колебаний.

Устройство датчика, в определенной степени удовлетворяющее этим требованиям, показано на рис. 1. В стальном корпусе 1 находится гофрированная мембрана 2, жестко связанная через толкатель 3 с упругой кольцевой балочкой 4. Верхняя часть балочки прикреплена к ползуну 5, положение которого в корпусе может регулироваться гайкой 6. Штифт 7 препятствует повороту ползуна при вращении регулировочной гайки. Мембрана по периметру закреплена нажимной втулкой 8.

В этом датчике мембрана изготовлена из бериллиевой бронзы толщиной 0,2 мм и имеет наружный диаметр 30 мм. Кольцевая балочка выполнена из стали У8 и термически обработана до твердости HRC 38—40. Она имеет наружный диаметр 18 мм, радиальную толщину 0,15 мм, ширину 8 мм.

На балочку наклеены четыре тензоэлемента сопротивления типа ФКПАЗ-100 базой 5 мм и номинальным сопротивлением 92 Ом. Тензоэлемента наклеены и соединены таким образом, что все они являются рабочими плечами четырехплечего моста. Выводные проводники присоединены к штепсельному разъему 9, находящемуся на боковой поверхности корпуса.

Измеряемое давление, действуя на мембрану, вызывает деформацию балочки, которая регистрируется вибраторным осциллографом с помощью тензометрической аппаратуры.

Датчик может служить для регистрации как избыточного давления, так и разрежения. Чтобы в момент перемены знака давления не нарушалась линейность характеристики датчика, в конструкции предусмотрено создание предварительного натяга упругой системы. Необходимая величина натяга подбирается опытным путем; она регулируется гайкой 6 и фиксируется затяжкой колпачка 10 до упора в верхний конец винта. Мягкая прокладка между колпачком и корпусом датчика обеспечивает необходимую герметичность соединения.

Так как датчик может использоваться при измерениях на нагретых деталях, в конструкции предусмотрен ряд мер по обеспечению его температурной стабильности.

Для снижения лучистого теплообмена балочка с наклеенными тензоэлементами защищена от нижней части корпуса датчика двумя экранами 11 из латуни толщиной 0,2 мм. Нажимная втулка 8, будучи отделена от корпуса кольцевым воздушным зазором, также выполняет роль теплового экрана. Кроме того, втулка, имея довольно толстую стенку, способствует созданию равномерного температурного поля по окружности.

Указанные меры позволили уменьшить температурные градиенты на чувствительном элементе датчика и, как следствие, добиться удовлетворительной температурной стабильности последнего. Показания прибора практически не зависят от температуры датчика при изменении ее от 20 до 42°. Для охлаждения датчика при установке его на горячих деталях предназначена водяная рубашка 12.

Конструкция датчика позволяет выполнять его тарировку непосредственно на месте измерения. Для этого воздух известного давления через штуцер 13 подается в полость над мембраной. При этом должно быть известно и давление под мембраной. Такой способ тарировки позволил избежать включения крана в канал, соединяющий пространство под мембраной с полостью, в которой измеряется давление, и связанного с этим увеличения длины и объема канала.

Частотные свойства датчика определяются главным образом

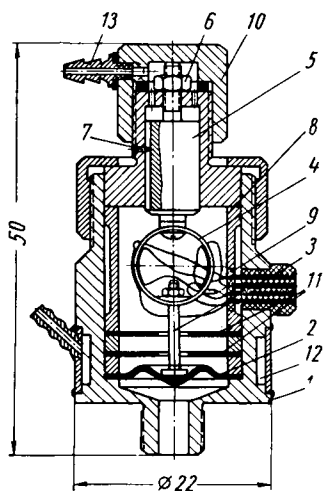


Рис. 1. Схема устройства датчика давления

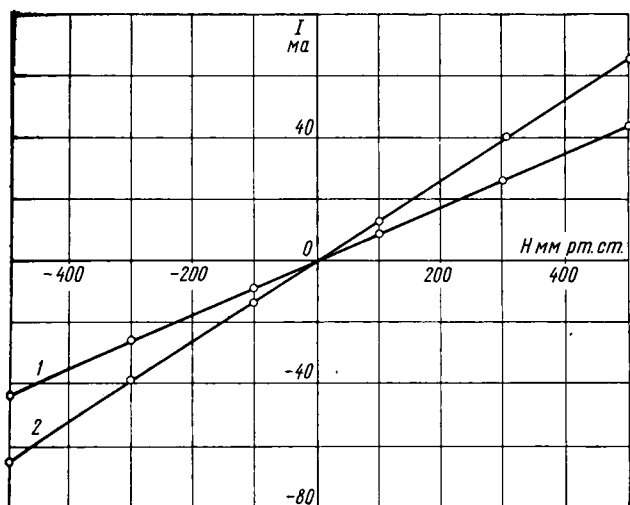


Рис. 2. Характеристика датчика

низшей частотой собственных колебаний его подвижной системы, зависящей от жесткости кольцевой балочки и от величины присоединенных масс толкателя, мембраны и самой балочки.

В датчике описываемой конструкции значение низшей частоты собственных колебаний подвижной системы, найденное за-

писью на осциллографе ее свободных затухающих колебаний, составляет 1100 гц.

Частота собственных колебаний газа в соединительном канале, по расчетным данным, составляет около 7 кГц при температуре газа в канале 100°.

Таким образом, датчик может применяться для исследования периодически изменяющихся давлений, у которых частота вышней учитываемой гармонической составляющей доходит примерно до 300 гц; при этом амплитудная погрешность измерения не превышает 10%.

Характеристика датчика (в комплекте с тензометрической установкой типа ТУЧМ) приведена на рис. 2. Кривые 1 и 2 показывают зависимость тока на выходе от давления при разных положениях регулятора чувствительности тензометрического усилителя. Линейность характеристики указанного измерительного комплекта сохраняется при избыточном давлении (или разрежении) до 0,65 кг/см², в то же время, при наличии достаточного запаса чувствительности усилителя, датчик может быть успешно использован для регистрации малых давлений, измеряемых десятками миллиметров водяного столба.

ЛИТЕРАТУРА

1. Справочник машиностроителя, т. 3, Машгиз, 1956.
2. Агейкин Д. И. Датчики контроля и регулирования. Изд-во «Машиностроение», 1965.
3. Розенблит Г. В. и др. Датчики с проводочными преобразователями. Изд-во «Машиностроение», 1966.
4. Помилуйко И. С. и др. «Автомобильная промышленность», 1966, № 10.
5. Морозов К. А. и др. «Автомобильная промышленность», 1968, № 3

УДК 629.113.012.5.004.6:629.113.001.1

Влияние износа шин на их характеристики и тягово-сцепные качества автомобиля

Кандидаты техн. наук В. И. КНОРОЗ, Е. В. КЛЕННИКОВ
НАМИ

ОДНИМ из основных эксплуатационных качеств автомобиля является проходимость.

При работе на мягких грунтах тягово-сцепные качества шин обуславливаются в основном сопротивлением грунта сдвигу. По мере истирания протектора объемы грунта, контактирующего с шиной, уменьшаются и, как следствие, снижаются тяговые качества шины и автомобиля. Особенно большое значение это имеет для автомобилей высокой проходимости.

В НАМИ проведены исследования влияния на тягово-сцепные качества автомобиля шин 12,00—18 с различными рисунками протектора, имеющими различную степень износа. Для испытания были отобраны шины с рисунками протектора А и В (рис. 1), имеющие пробеги и соответствующие им износы, указанные в табл. 1.

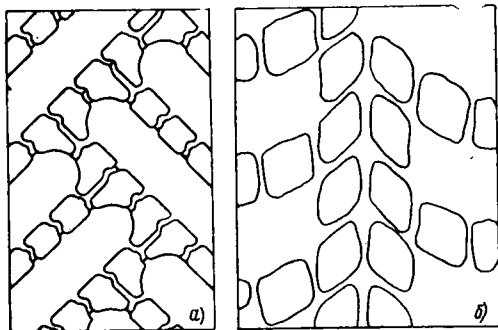


Рис. 1. Рисунки протектора шин А (а) и В (б)

Шины эксплуатировались в одном и том же автохозяйстве при одинаковых режимах и условиях (50% пробега на дорогах с твердым покрытием и 50% — на грунтовых дорогах в условиях бездорожья).

Степень износа шин каждого комплекта оценивалась измерением высоты грунтозацепов механическим индикатором. Зоны измерений располагались в четырех местах, равномерно распределенных по периферии шины. В лабораторных условиях были определены статистические характеристики шин с различной степенью износа.

В процессе проведения дорожных испытаний определялась максимальная свободная сила тяги на крюке $P_{кр}$ и сила сопротивления движению P_f . Для измерения $P_{кр}$ и P_f использовался комплект тяговых динамографов, результаты испытаний регистрировались на ленте осциллографа.

Лабораторные исследования показали, что по мере увеличения износа протекторов шин (от нулевого до полного) и разности проходимости происходят изменения статических характеристик. При номинальном давлении воздуха в шине, равном 3,5 кг/см², и при неизменной нагрузке абсолютная величина радиальной деформации и эластичности шин практически не изменяется. Относительная деформация, определяемая отношением величины радиальной деформации h к высоте профи-

Таблица 1

№ комплекта шин	Показатель	Модель шины	
		А	В
1	Пробег в км	1000	1000
2	Износ в %	0	0
3	Пробег в км	9700	12900
4	Износ в %	28,7	23,9
5	Пробег в км	15700	23200
6	Износ в %	36,7	29,5
7	Пробег в км	31800	31800
8	Износ в %	78,9	45,1
9	Пробег в км	Не учтен	—
10	Износ в %	100	—

Таблица 2

№ комплекта шин	Крутильная жесткость	Модель шины	
		А	В
1	В $\kappa\Gamma/\text{град}$ В %	107,7 100	100 100
2	В $\kappa\Gamma/\text{град}$ В %	127,7 118,4	103,4 103,4
3	В $\kappa\Gamma/\text{град}$ В %	134,6 125,2	120,7 120,7
4	В $\kappa\Gamma/\text{град}$ В %	145,4 135,1	132,1 132
5	В $\kappa\Gamma/\text{град}$ В %	— —	155,5 145,3

За счет полного истирания протектора при давлении воздуха в шинах $0,5 \kappa\Gamma/\text{см}^2$ возрастают: радиальная деформация и эластичность шины на 6%, относительная деформация и площадь контакта на 11%, уменьшается радиальная жесткость оболочки шины, определенная при отсутствии избыточного давления воздуха в ней, на 35%.

Исследования влияния износа шин на тягово-сцепные качества автомобиля проводились на обледенелой твердой дороге, снежной целине, размокшей грунтовой дороге, пахоте, луговине и сухом песке. На каждом из покрытий испытание начиналось при давлении воздуха в шинах (в $\kappa\Gamma/\text{см}^2$), обусловленном устойчивым движением автомобиля:

Обледенелая дорога	3,5—2,0—1,0
Снежная целина	2,0—1,0—0,7
Луговина	3,5—1,8—0,7
Пахота	3,5—2,5—1,5—0,5
Размокшая грунтовая дорога	3,5—2—1,0
Сухой песок	1,5—1—0,5

Результаты опытов приведены на рис. 2 и 3. Экспериментальные данные показывают, что по мере увеличения износа на всех грунтах и покрытиях (кроме песка) наблюдается за-

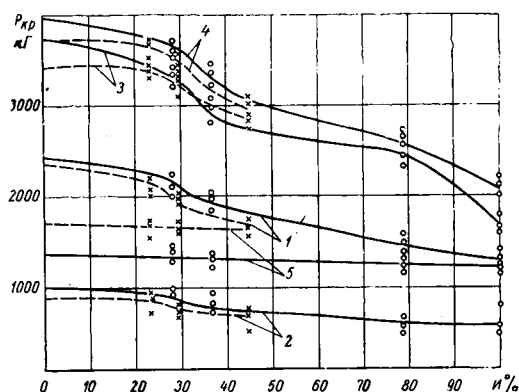


Рис. 2. Зависимость свободной силы тяги на крюке автомобиля от степени износа шин:

1 — обледенелая дорога; 2 — снежная целина; 3 — грунтовая дорога (размокшая); 4 — влажная пахота (сплошные линии — шины А, штриховые — шины В); 5 — песок

метное уменьшение тягово-сцепных (абсолютной величины свободной силы тяги и коэффициента сцепления) качеств автомобиля.

Как указано выше, по мере увеличения износа протектора и разношенности шины увеличивается площадь ее контакта с твердой опорной поверхностью, что снижает средние удельные давления в контакте и ухудшает сцепление шин на скользких дорогах. На мягких грунтах тяговые возможности шин

в большей степени зависят от физико-механических свойств грунта. По мере истирания рисунка протектора уменьшается площадь грунтозацепов, взаимодействующая с грунтом в направлении движения оси колеса, и ухудшаются условия уплотнения грунта в контакте. Поэтому у шин с полностью изношенным рисунком протектора, даже несмотря на некоторое увеличение опорной площади, на большинстве опорных поверхностей (особенно увлажненных) наблюдается (см. рис. 2) значительное (до 50%) снижение тягово-сцепных качеств шин. Из рис. 3 видно, что между истиранием рисунка протектора и снижением тяговых качеств (почти на всех грунтах, кроме песка) наблюдается практически линейная зависимость. Исключение составляет диапазон износа шин от 25 до 35%, в котором отмечается резкое падение сцепных качеств.

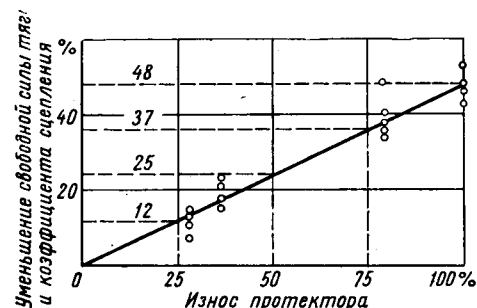


Рис. 3. Зависимость тягово-сцепных качеств автомобиля от износа шин при движении по обледенелой дороге, снежной целине, размокшей грунтовой дороге, влажной пахоте и влажной луговине

При взаимодействии шины с сухим песчаным грунтом тяговые качества изменяются несколько иначе. В песчаных грунтах связующая составляющая относительно мала. Она возрастает с увеличением влажности. Сцепление определяется силами внутреннего трения в песке и трением песка о шину; причем трение сухого песка о шину выше сил внутреннего трения в песке. Рисунок протектора в данном случае мало влияет на тягово-сцепные качества. Падение этих качеств у полностью изношенных шин по сравнению с новыми шинами на сухом песке составляет примерно 8%.

Сопротивление движению автомобиля на грунте, где подстилающий твердый слой находится на малой (до 5—10 мм) глубине, увеличивается по мере износа протектора на 6—8%.

При качении по мягким опорным поверхностям сопротивление качению уменьшается на 6—12%. Объясняется это уменьшением потерь на деформацию грунта, обусловленных ростом опорной площади (снижением средних удельных давлений).

Из приведенных эксплуатационных данных следует, что в зависимости от пробега изменение тягово-сцепных качеств автомобиля на шинах А и В получается не одинаковым. В диапазоне пробега от 0 до 7500—9000 км происходит выравнивание на ряде покрытий тягово-сцепных возможностей автомобиля на шинах А и В. На переувлажненной луговине и сухом песке (в силу конструктивных особенностей рисунка протектора) абсолютные значения силы тяги на крюке автомобиля с шинами В выше соответственно на 9,1 и 17,3%.

У шин В по мере роста пробега тягово-сцепные качества автомобиля уменьшаются в меньшей степени, чем на шинах А.

Таким образом, установлено, что износ рисунка протектора влияет на основные характеристики шин. По мере износа рисунка протектора тягово-сцепные качества автомобиля снижаются. Полностью изношенные шины (износ 100%) приводят на большинстве опорных поверхностей к снижению тягово-сцепных качеств автомобиля примерно в 2 раза. Автомобиль на шинах В сохраняет свои тягово-сцепные качества в большем диапазоне пробега, чем на шинах А. Так, при равном утомленном пробеге (31800 км) тяговые качества автомобиля на шинах В (износ протектора 45,7%) снижаются на 20—22%, а у автомобиля на шинах А (износ протектора 78,2%) — на 35—40%.

Торсиографирование при испытаниях автомобилей

Канд. техн. наук Р. К. ВАФИН, канд. техн. наук В. А. ИВАНОВ, В. Ф. СМЕРНОВ

МВТУ им. Баумана

ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ колебательных процессов в трансмиссиях автомобилей используется метод тензометрирования. Однако в ряде случаев, например, для регистрации угловых отклонений отдельных масс, удобнее применять метод торсиографирования.

В литературе [1 и 2] описаны конструкции и некоторые результаты применения торсиографов различных типов. В существующих конструкциях используется сейсмическая масса на упругом подвесе. По способу записи колебательных процессов торсиографы делятся на два типа: с механической записью и электрической.

При механической записи колебания сейсмической массы через рычажную систему передаются на пишущее перо или резец. При электрической записи колебания сейсмической массы преобразовываются в электрические сигналы или с помощью тензодатчиков, наклеенных на пружину, или с помощью электродинамической системы.

Эти способы записи обладают некоторыми недостатками. Расшифровка торсиограмм, полученных с использованием рычажной системы, требует увеличения торсиограмм и наличия специальных шаблонов. При электрической записи колебаний требуются токосъемные устройства, а также дифференцирующие и интегрирующие контуры.

В лаборатории кафедры гусеничных машин МВТУ им. Баумана на основе торсиографа Гейгера был изготовлен торсиограф для проведения дорожных испытаний многоприводного автомобиля (рис. 1).

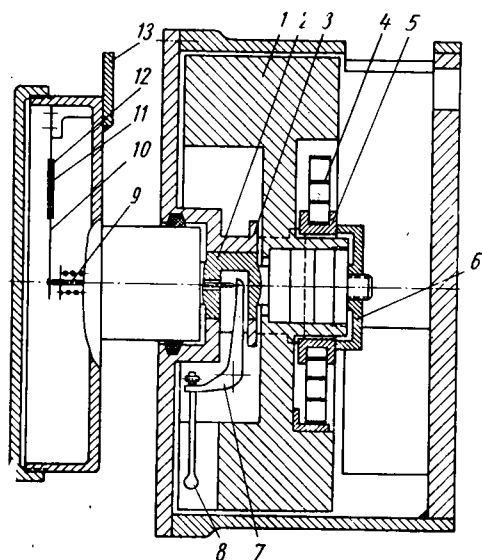


Рис. 1

Основными элементами торсиографа являются сейсмическая масса 1, вращающаяся на подшипниках на оси 2, закрепленной в основании 3, и пружина 4, закрепленная одним концом на сейсмической массе, а другим — через переходную деталь 5 гайкой 6 — на основании 3. При исследовании колебаний между основанием торсиографа и сейсмической массой возникает относительное угловое смещение, которое при помощи рычажка 8 преобразуется в радиальное, а затем при помощи рычажка 7 — в осевое движение толкателя 9. Пишущее перо торсиографа Гейгера заменяется пластиной равного сопротивления 10, на которую наклеены датчики 11 и 12 по два с каждой стороны. Пластина равного сопротивления вмонтирована на невращающейся части корпуса 13, установленного на оси 2. Поскольку деформация пластинки довольно значительная, а примененные шлейфы обладают высокой чувстви-

тельностью (отклонение луча на осциллографе 1400 мм/ма и максимальный ток шлейфа 0,4 ма), сигнал с датчиков без усиления подается непосредственно на шлейфовый осциллограф Н-700. В приборе использованы тензометрические датчики (базы 10 мм) с омическим сопротивлением 100 ом, материал провода — константан, сечение 0,02 мм². Поскольку мостовая схема с использованием указанных датчиков допускает максимальное напряжение питания 18 в [3], в схеме предусмотрено переменное добавочное сопротивление, которым регулируется величина напряжения питания. Второе переменное сопротивление необходимо для балансирования моста.

Собственная частота торсиографа, изготовленного с использованием пружины малой жесткости, равна 1,4 гц. Это позволяет с достаточной степенью точности проводить торсиографирование колебаний трансмиссии многоприводных автомобилей.

Рассматриваемый торсиограф по сравнению с известными обладает следующими преимуществами: отсутствие усилителей и токосъемников; использование одного и того же источника (аккумуляторные батареи напряжением 24 в) для питания измерительного моста и осциллографа; улучшение качества записи и отметок времени; возможность одновременной записи угловых перемещений и других процессов на одной ленте.

Экспериментальные исследования по торсиографированию проводились на автомобиле ЗИЛ-157К.

Торсиограф устанавливался на колесе при помощи фасонных шпилек, ввернутых вместо обычных болтов, прикрепляющих фланец полуоси к ступице колеса (рис. 2). Запись осуществлялась при движении автомобиля на прямой передаче по дороге с усовершенствованным покрытием (бетон). Такие условия эксперимента были выбраны потому, что при движении по бездорожью крутильные колебания в трансмиссии искажаются переходными процессами, что затрудняет обработку результатов эксперимента.

Исследования [4 и 5] показывают, что колебания в трансмиссии многоприводных автомобилей являются низкочастотными. Поэтому внешним воздействием для трансмиссии являются не гармоники крутящего момента двигателя, а возмущения со стороны колеса. Скоростные режимы при испытаниях задавались с целью получить все возможные частоты возмущения, но наибольшее число записей было проведено для резонансных режимов.

Экспериментальные данные обрабатывались с помощью математической статистики для ограниченного числа опытов.

Весь полученный при испытаниях диапазон периодов и амплитуд колебаний был разбит на интервалы. Значения частот ω и амплитуд ϕ для каждого интервала составляют совокупность случайных величин с неизвестными математическим ожиданием m и дисперсией D .

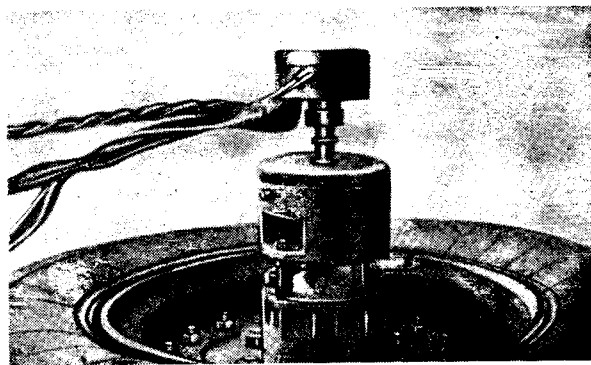


Рис. 2

С целью определения этих параметров можно использовать приближенные значения (оценки)

$$\tilde{m} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n}, \quad \tilde{D} = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \tilde{m})^2}{n-1},$$

где x_i — возможные значения случайной величины;

$\tilde{m}$ — оценка математического ожидания;

$\tilde{D}$ — оценка дисперсии;

n — количество опытов.

Чтобы судить о точности и надежности оценки какого-либо параметра a величиной $\tilde{a}$ используются так называемые доверительные вероятности и доверительные интервалы. Под доверительным интервалом понимается случайный интервал I_β , который с доверительной вероятностью β перекрывает величину a . Границы доверительного интервала I_β определяются величинами

$$\tilde{m} - t_\beta \sigma_{\tilde{m}}; \quad \tilde{m} + t_\beta \sigma_{\tilde{m}},$$

где

$$\sigma_{\tilde{m}} = \sqrt{\frac{\tilde{D}}{n}}; \quad t_\beta = \arg \Phi^*\left(\frac{1+\beta}{2}\right).$$

Величина t_β обычно определяется по таблицам работы [6] в зависимости от β и $n-1$.

Так, например, для режима движения автомобиля при шести ведущих колесах значения случайной величины периода колебаний приведены в табл. 1.

Таблица 1

Интервал	Число наблюдений в центре группировки	T_I в сек
13	8	0,308
14	8	0,325
15	9	0,332
16	11	0,358
17	47	0,375
18	9	0,392
19	3	0,408
20	2	0,425

Для указанных в табл. 1 значений

$$\tilde{m}(T) = 0,364 \text{ сек},$$

$$\tilde{D} = 0,0412 \cdot 10^{-2}.$$

Для доверительной вероятности $\beta = 0,5$ $t_\beta = 0,677$.

$$\sigma_{\tilde{m}} = 0,0016 \text{ сек}.$$

Границы доверительного интервала I_β

$$0,363; 0,365 \text{ сек}.$$

Математическое ожидание резонансной частоты

$$\tilde{m}(\omega) = \frac{2\pi}{\tilde{m}(T)} = 17,25 \text{ 1/сек}.$$

После определения собственных частот колебаний и амплитуд были построены амплитудно-частотные характеристики колебаний колеса автомобиля ЗИЛ-157К (рис. 3) в режиме дви-

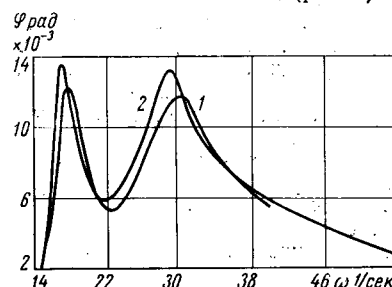


Рис. 3

жения при шести ведущих колесах (кривая 1) и четырех (кривая 2).

Таблица 2

Число ведущих колес	Торснографирование		Тензометрирование	
	ω в 1/сек	M в кгм	ω в 1/сек	M в кгм
4	17,18—17,22	33,0—34,4	17,15—17,39	36,1—37,7
	27,9—28,10	32,4—33,4	27,65—27,75	30,1—30,8
6	18,07—18,22	30,1—31,0	18,28—18,36	30,7—31,5
	30,03—30,17	28,1—29,0	30,26—30,34	27,7—28,3

Моменты, подсчитанные по резонансным угловым амплитудам, были сравнены с моментами, полученными при тензометрировании полуосей автомобиля. Результаты сравнения приведены в табл. 2.

ЛИТЕРАТУРА

1. Житомирский В. К. Крутильные колебания валов авиационных поршневых двигателей. М., Оборонгиз, 1952.
2. Терских В. П. Расчет крутильных колебаний силовых установок. М., Машгиз, 1953.
3. Иорис Ю. И. Виброметрия. М., ГИТИ, 1963.
4. Армадеров Р. Г., Семенов В. М. Характерные режимы нагружения трансмиссии автомобиля в условиях бездорожья. Труды НАМИ. Вып. 46, 1962.
5. Симяков Ф. Ф. Вынужденные колебания системы с n степенями свободы. «Известия вузов. Машиностроение», 1963, № 6.
6. Вентцель Е. С. Теория вероятностей. М., изд-во «Наука», 1964.

УДК 629.113.027.001.1

О сцепном весе автомобилей с приводом на передние колеса

Канд. техн. наук А. М. Голомидов

Запорожский машиностроительный институт

БЫСТРЫЙ рост выпуска легковых автомобилей с приводом на передние колеса в странах Европы вызывает необходимость глубокого анализа преимуществ и недостатков таких автомобилей перед автомобилями других компоновок.

Одним из недостатков автомобилей с приводом на передние колеса является снижение сцепного веса при движении автомобиля на подъем. Поэтому при проектировании таких автомобилей обычно вес на передние колеса принимают больше, чем на задние. При этом, чем большую долю общего веса ав-

томобиля относят на передние колеса, тем лучшими сцепными свойствами обладает автомобиль. Однако неравномерное распределение нагрузки по осям и, в частности, чрезмерное увеличение ее на передние колеса вызывает перегрузку шин передних колес.

Поэтому при выборе распределения веса по осям проектируемого автомобиля необходимо определять оптимальные значения, обеспечивающие сцепление ведущих колес при минимальных перегрузках шин.

Для определения оптимального распределения веса по осям автомобиля с приводом на передние колеса будем исходить из условий обеспечения максимальных тяговых сил, аналогичных тем, которые обеспечивает автомобиль с приводом на задние колеса и с равномерным распределением веса по осям (классическая компоновка) при максимальном суммарном коэффициенте сопротивления $\psi_{\max}$ на горизонтальном участке дороги.

При определении тягово-динамических качеств проектируемых автомобилей и, в частности, при выборе передаточных чисел коробки передач для выбора передаточного числа первой передачи i_1 пользуются зависимостями

$$i_1 \geq \frac{\psi_{\max} G_a r_k}{M_{\partial} i_0 \eta_{\text{тр}}} \quad (1)$$

$$i_1 < \frac{\varphi G_{\text{сц}} r_k}{M_{\partial} i_0 \eta_{\text{тр}}}, \quad (2)$$

где G_a , $G_{\text{сц}}$ — соответственно общий и сцепной вес автомобиля в кг;

M_{∂} — максимальный эффективный крутящий момент двигателя в кгм;

φ — коэффициент сцепления шины с дорогой;

i_0 — передаточное число главной передачи;

$\eta_{\text{тр}}$ — кп.д. трансмиссии;

r_k — радиус качения колеса в м.

Выражение (1) обычно имеет знак равенства и характеризует тяговые свойства автомобиля по крутящему моменту, подведенному к ведущим колесам, а выражение (2) — возможность реализации крутящего момента по сцеплению ведущих колес с поверхностью дороги.

Совместное решение уравнений (1) и (2) в режиме предельного использования момента двигателя на пределе сцепления дает равенство

$$\varphi G_{\text{сц}} = \psi_{\max} G_a. \quad (3)$$

Для дальнейшего анализа принимаем равнозначность автомобилей классической компоновки и с приводом на передние колеса по реализации момента двигателя (по тяговым свойствам). Значит, φ , $\psi_{\max}$ и G_a [уравнение (3)] должны быть одинаковыми для автомобилей обеих компоновок. При этом реализация $\psi_{\max}$ по сцеплению должна обеспечиваться как на горизонтальном участке пути, так и при движении на подъеме с учетом уменьшения сцепного веса автомобилей с приводом на передние колеса.

Значение $\psi_{\max}$ можно выразить следующей зависимостью:

$$\psi_{\max} = f + \sin \alpha_{\max}, \quad (4)$$

где f — коэффициент сопротивления качению колеса;

$\alpha_{\max}$ — угол подъема поверхности дороги.

Для различных дорожных условий соотношения между этими величинами различны. Принимая значения $\psi_{\max}$ и f , соответствующие дорогам различного состояния и бездорожья, решением уравнения (4) можно определить максимальные углы подъема $\alpha_{\max}$, которые преодолет автомобиль с двигателем и трансмиссией, описанными выражением (1), в различных дорожных условиях. При решении этого уравнения значения $\psi_{\max}$ для микро- и малолитражных автомобилей следует принимать в пределах 0,23—0,30. Значения $\psi_{\max}$ для некоторых зарубежных автомобилей с приводом на передние колеса приведены в таблице.

Результаты решений уравнения (4) для некоторых значений $\psi_{\max}$ и f представлены графически на рис. 1. При необходимости без особого труда могут быть проведены решения и для других значений коэффициентов сопротивления. При этом реализация полного момента может быть получена [из уравнения (3)] на дороге с коэффициентом сцепления

$$\varphi > \frac{G_a}{G_{\text{сц}}} \psi_{\max}.$$

Результаты решений (рис. 1) показывают, что для автомобиля, рассчитанного по коэффициенту $\psi_{\max} = 0,28$, в дорожных условиях, характеризуемых коэффициентом $f = 0,02$, максимальный угол подъема составит 15° , а для рассчитанного по коэффициенту $\psi_{\max} = 0,30$ составит $16^\circ 20'$.

Однако, принимая во внимание, что $f = 0,02$ характеризует обычно улучшенные дороги, которые проектируются с макси-

Марка автомобиля	Компоновочная схема	Полный вес автомобиля в кг	Коэффициент сопротивления $\psi_{\max}$	Сцепной вес в % к весу автомобиля		
				действительный с полной нагрузкой	расчетный с полной нагрузкой	с двумя пассажирами на переднем сиденье
„Запорожец-966В“	Двигатель сзади	1040	—	59,0	—	56,2
Синька 1000	То же	1073	0,28	55,3	—	51,3
„Волга“ ГАЗ-21	Классическая	1885	—	52,0	—	48,2
Рено 4	Двигатель впереди	950	0,23	49,5	55,0	54,4
Рено 16	То же	1285	0,28	50,4	55,9	55,0
Форд Таунус 12М	•	1285	0,29	53,3	56,6	58,1
Моррис 1100	•	1160	—	55,6	56,2	59,6
Пежо 204	•	1175	0,28	53,6	56,0	58,5
„Автобачни „Примула“	•	1185	0,27	54,3	55,8	60,2

мальными углами $6-7^\circ$, очевидно, расчет следует вести на грунтовые дороги и бездорожье, для которых в лучшем случае следует принимать $f = 0,05$. При этом максимальные углы подъема составят $\alpha_{\max} = 13^\circ 18'$ для $\psi_{\max} = 0,28$ и $\alpha_{\max} = 14^\circ 30'$ для $\psi_{\max} = 0,30$. С увеличением коэффициента сопротивления качению и уменьшением коэффициента сопротивления дороги максимальный угол подъема будет уменьшаться. Таким образом, для легковых автомобилей малого класса максимальные углы подъема должны составлять $12-15^\circ$.

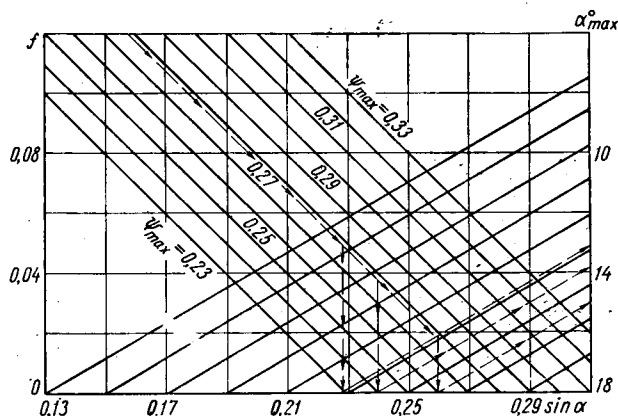


Рис. 1. Зависимости $\alpha_{\max} = \xi(\psi, f)$

Для равнозначности тяговых свойств автомобилей классической компоновки и с приводом на передние колеса принимаем равенство сцепного веса для автомобиля классической компоновки на горизонтальном участке пути ($G_{\text{сц}} \approx 0,5 G_a$) и для автомобиля с приводом на передние колеса при максимальном угле подъема.

Из теории автомобиля известно, что при установившемся движении автомобиля на подъем нормальная реакция дороги на передние колеса Z_1 определяется из выражения

$$Z_1 = \frac{G_a}{L} (b \cos \alpha - h_g \sin \alpha - r_k f \cos \alpha), \quad (5)$$

где L — база автомобиля в м;

b — расстояние от оси задних колес до центра тяжести автомобиля в м;

h_g — высота центра тяжести в м.

Для определения необходимого статического распределения веса по осям автомобиля с приводом на передние колеса, обеспечивающего сцепной вес на подъемах с максимальными углами $Z_1 = 0,5 G_a$, преобразуем уравнение (5) и приведем к виду

$$\frac{b}{L} = \frac{Z_1}{G_a \cos \alpha_{\max}} + \frac{h_g \tan \alpha_{\max}}{L} + \frac{r_k f}{L \cos \alpha_{\max}} \quad (6)$$

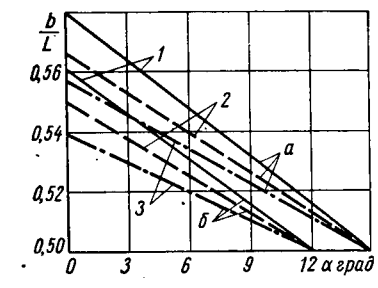


Рис. 2. Зависимости $\frac{b}{L} = f(\alpha)$:
а — для $\alpha_{\max} = 15^\circ$, б — для $\alpha_{\max} = 12^\circ$, 1 — при $L = 2,0$ м; 2 — при $L = 2,5$ м; 3 — при $L = 3,0$ м

Значения величин L , h_g и r_k выбираются из конструктивных соображений. Для современных легковых автомобилей малого и среднего класса, где наибольшее распространение получили автомобили с приводом на передние колеса, обычно принимается $L = 2 \div 3$ м, $h_g = 0,5$ м, $r_k = 0,3 \div 0,4$ м. Решением уравнения (6) было получено статическое распределение веса по осям для автомобилей с базами $L = 2,0$ м; $2,5$ м и $3,0$ м, с высотой центра тяжести $h_g = 0,5$ м, преодолевающих максимальные углы подъема с полной нагрузкой $\alpha_{\max} = 12^\circ$ и $\alpha_{\max} = 15^\circ$. Коэффициент сопротивления дороги f принимался равным 0,05. Результаты расчетов (рис. 2) показывают, что для обеспечения установившегося движения на подъеме с углами $\alpha_{\max} = 12^\circ$ и $\alpha_{\max} = 15^\circ$ распределение веса по осям соответственно должно быть принято $G_1 = 0,561 G_a$ и $G_1 = 0,58 G_a$ для $L = 2,0$ м; $G_1 = 0,550 G_a$ и $G_1 = 0,566 G_a$ для $L = 2,5$ м; $G_1 = 0,539 G_a$ и $G_1 = 0,556 G_a$ для $L = 3,0$ м. В таблице приведены данные по сцепному весу, полученные расчетом по предлагаемой мето-

дике, для некоторых зарубежных автомобилей с приводом на передние колеса. Проведенный анализ относится к полностью груженому автомобилю. Однако из соображений безопасности легковой автомобиль с полной нагрузкой подьемы свыше $\alpha \approx 10^\circ$ обычно не преодолевает. Подьемы в $10 \div 15^\circ$ преодолеваются, как правило, либо одним водителем, либо водителем и одним пассажиром на переднем сиденье. При неполной нагрузке автомобиля силы сопротивления в тех же дорожных условиях будут меньше, чем при полной нагрузке, и возникающий запас крутящего момента двигателя может быть использован, при наличии достаточного сцепления, на преодоление подьемов с большими углами. При этом относительный сцепной вес автомобилей с приводом на передние колеса обычно возрастает, а с приводом на задние колеса уменьшается (см. таблицу). Как показывает анализ, автомобиль с приводом на передние колеса при неполной нагрузке на дорогах с коэффициентом $\phi = 0,5 \div 0,6$ преодолевает максимальные углы на $\sim 2^\circ$ больше, чем при полной нагрузке, а автомобиль с приводом на задние колеса — на такую же величину меньше, чем при полной нагрузке.

ЛИТЕРАТУРА

1. Фалькевич Б. С. Теория автомобиля. Машгиз, 1963.
2. Фиттерман Б. М. Микроавтомобили. Машгиз, 1961.
3. Иларионов В. А. Эксплуатационные свойства автомобиля. Изд-во «Машиностроение», 1966.

УДК 629.113—585.862.001.5

Опыт совершенствования карданных передач

Б. А. ДЕХТЯР
Горьковский автозавод

СХЕМА карданной передачи автомобиля ГАЗ-24 была выбрана на основании опыта отечественных заводов с учетом требований компоновки автомобиля и современных тенденций мирового автостроения. На легковом автомобиле М-20 был установлен один карданный вал. Несмотря на то, что максимальная скорость автомобиля не превышала 110 км/ч, в ряде случаев запас по критическому числу оборотов оказывался недостаточным. Кроме того, в полу кузова тоннель был высок и мешал ногам пассажиров. Поэтому на автомобилях ГАЗ-12, ГАЗ-21 и ГАЗ-24 была применена передача из двух карданных валов (с промежуточной опорой). Однако оказалось, что в трехшарнирной передаче (рис. 1) имеется новый вид вибраций, возникающих за счет вторичного момента, действующего в плоскости осей валов.

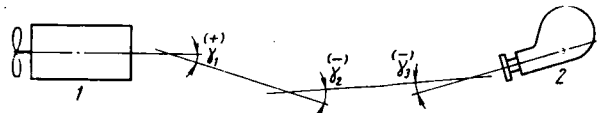


Рис. 1. Схема карданных передач легковых автомобилей ГАЗ (размеры указаны в табл. 1):
1 — двигатель; 2 — задний мост

Этот периодически меняющийся момент через промежуточную опору передавался на кузов. Теоретический анализ трехшарнирной передачи, а также электронные и другие измерения позволили найти методы выбора углов и параметров, сводящих к минимуму вибрации на резонансных частотах. При этом учитывались инерционные нагрузки и неравномерность крутильных колебаний. Выбранные оптимальные углы передач показаны в табл. 1. При проектировании автомобиля ГАЗ-24 было необходимо понизить кузов. Примененная для этого силовая схема кузова усложняла крепление опоры карданной передачи. К тому же ряд компоновочных решений позволил уменьшить тоннель карданного вала даже при двухшарнирной схеме. Так, на коробке передач была установлена задняя крышка-удлинитель, благодаря чему решались три задачи: увеличивался запас по

Модель автомобиля	Углы передач				
	γ_1	γ_2	$\gamma_1 - \gamma_2$	γ_3	$\gamma_2 - \gamma_3$
М-20	$-1^\circ 30'$	-2°	$30'$	—	—
ГАЗ-12	-2°	$-3^\circ 10'$	$1^\circ 10'$	$-3^\circ 35'$	$25'$
ГАЗ-21	$+55'$	$-1^\circ 16'$	$21'$	$-2^\circ 54'$	$1^\circ 38'$
ГАЗ-21Р	$+55'$	$-1^\circ 46'$	$51'$	$-59'$	$47'$
ГАЗ-13	$-1^\circ 50'$	$-2^\circ 45'$	$55'$	-3°	$47'$
ГАЗ-24	$-2^\circ 27'$	$-2^\circ 03'$	$24'$	—	—

Примечание. Знак „+“ означает, что ведомый вал шарнира расположен ниже ведущего вала, знак „—“ означает обратное; углы в плане незначительны.

критическим оборотам; уменьшалось пространство, занимаемое валом при нижнем положении кузова; скользящее шлицевое соединение было обеспечено жидкой смазкой и защищено от пыли и грязи. Кроме того, по компоновочным соображениям были применены несимметричные задние рессоры, что обеспечило кинематику подвески, при которой задний шарнир карданного вала при опускании кузова находился от пола дальше, чем при симметричных рессорах. Наконец, был введен буфер на кузове, ограничивающий приближение к кузову картера моста (и карданного вала) при ходе кузова вниз. Сравнительные испытания опытных образцов ГАЗ-24 и ГАЗ-21 проводились с двух- и трехшарнирными передачами, упругими муфтами — гасителями колебаний разных типов и т. п. Измерения и субъективная оценка вибраций и шума привели к применению одного вала. При этом были исключены две точки смазки, вес передачи уменьшен до 8,2 кг (у ГАЗ-21 — 12,5 кг). Для исключения вибраций на скоростях свыше 120 км/ч ужесточены требования по дисбалансу вала (15 Гсм при числе оборотов до 4000 в минуту), его биению (0,3 мм, не более) и зазорам в шлицевом соединении вала с коробкой передач (по ширине шлица 0,04—0,09 мм, по наружному диаметру 0,020—0,063 мм, без учета отклонений располо-

жения). Предусмотрена тонкостенная труба вала с внутренним диаметром 71 мм и толщиной стенки $1,6 \pm 0,06$ мм (повышенной точности) по ГОСТу 5005—65. Проработан вариант применения нескольких групп стопорных колец разной толщины, что позволит регулировкой устранять осевой зазор в подшипниках карданов при изготовлении и особенно при ремонте. Такой метод применяется на автомобилях Фиат и «Мерседес-Бенц», в том числе и для предварительной балансировки.

Одна из задач проектирования заключалась в резком увеличении ресурса карданных шарниров. Многолетнее наблюдение и изучение ресурса карданных шарниров проводилось на автомобилях «Волга» — такси в таксомоторных парках разных городов Союза и работниками завода. Результаты показаны на рис. 2.

Наблюдения вели до предельного состояния, первыми признаками которого были стук в шарнире, прослушиваемый при

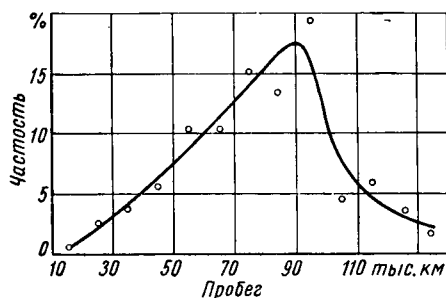


Рис. 2. Распределение ресурса третьего карданного шарнира автомобиля ГАЗ-21

езде, и наличие зазора, ощутимого при смазывании или осмотре шарнира.

Была выработана методика измерения радиального зазора в каждом из подшипников кардана, причем предельным принят зазор 0,1 мм (до разборки), оговоренный в технических условиях на ресурс шарнира. Измеряемый шарнир вводится в тиски, и донышки подшипников одной вилки слегка зажимаются (для исключения влияния осевого люфта в этих подшипниках). Каждое ушко второй вилки (поочередно) перемещают рукой в направлениях вдоль оси зажатых подшипников, измеряя индикатором размах перемещений. То же повторяют с первой вилкой. Наибольшее из измерений принимается за радиальный зазор.

Осевой зазор измеряют, перемещая вилку в направлении, перпендикулярном к оси зажатых подшипников (вдоль оси измеряемых подшипников).

Увеличение радиального зазора происходит за счет износа в виде углублений-отпечатков игол на подшипниках и на кре-

стовине, характерных для фреттинг-коррозии [1]. Пути увеличения ресурса шарниров были указаны ранее [2 и 3].

Удачное конструктивное решение повышения ресурса шарнира разработано П. И. Пузениным и внедрено на Ульяновском автозаводе, а также принято для модернизации на Горьковском автозаводе и положено в основу шарнира ГАЗ-24.

Кроме исключения клапана и установки сальников (рис. 3), в положение на выпуск масла при его нагнетании, в этой конструкции применены грязеотражатели, которые создают дополнительное уплотнение по торцу сальника. Вокруг пружины сальника имеется масло, являющееся как бы масляным фильтром для влаги, пыли и грязи. Это обеспечивает сохранность пружины и кромки сальника, уменьшает износ под кромками. Кромки сальника открываются только при нагнетании масла. Они хорошо защищают подшипник от грязи. В эксплуатации нагнетание ведет до выхода масла из всех подшипников.

Результаты испытаний этого варианта в таксомоторном парке г. Горького на 29 автомобилях в сравнении с испытаниями в этом же парке 83 автомобилей с существующими шарнирами показаны на рис. 4. Распределение ресурса последних (по стране) соответствует кривой Вейбулла с показателями (при отклонении от теоретического не более 2%): $a=8700$; $b=3,5$ по ГОСТу 13377—67. Экономическая эффективность от внедрения модернизированных шарниров ГАЗ (после вычета дополнительных затрат) составит не менее 500 тыс. руб. в год.

Варианты с двухкромочным упругим торцовым и другими уплотнениями были испытаны с отрицательными результатами. Так, подшипники с компенсационной иглой (для уменьшения

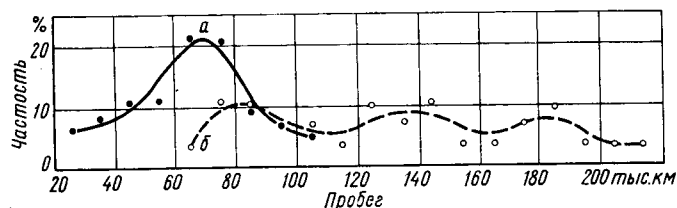


Рис. 4. Ресурс карданного шарнира автомобиля ГАЗ-21: а — существующий вариант; б — модернизированный вариант

окружного межиглового зазора), предложенные подшипниково-вой промышленностью, не показали повышения долговечности. Не дали эффекта при стендовых и эксплуатационных испытаниях некоторые масла, предложенные ВНИИ НП; шарниры без масленок со смазкой на основе дисульфида молибдена; тонкостенные подшипники скольжения из полиамида-68 и других пластмасс; хромирование шипов крестовин с толщиной слоя 5 мкм и др.

Для автомобиля ГАЗ-24, кроме описанной модернизации, были введены новый подшипник конструкции ГАЗ [2] и защитный колпачок (см. рис. 3), который исключает последний источник негерметичности в шарнире. Подшипник спроектирован с учетом мирового опыта: уменьшены окружной и максимальный радиальный зазоры; увеличено число иглолок (до 29), что улучшает условия смазки; больше отношение активной длины иглы к диаметру, больше гибкость иглы — лучшее распределение напряжений на контактных поверхностях; меньше канавка в отверстии у донышка кольца подшипника (2 мм, не более) для уменьшения концентрации напряжений на концах иглы; торцы игол для уменьшения их трения выполнены сферическими, что облегчает циркуляцию иглы в зоне нагружения; благодаря меньшей разномерности игол коэффициент одновременности их работы больше и т. п. (рис. 5).

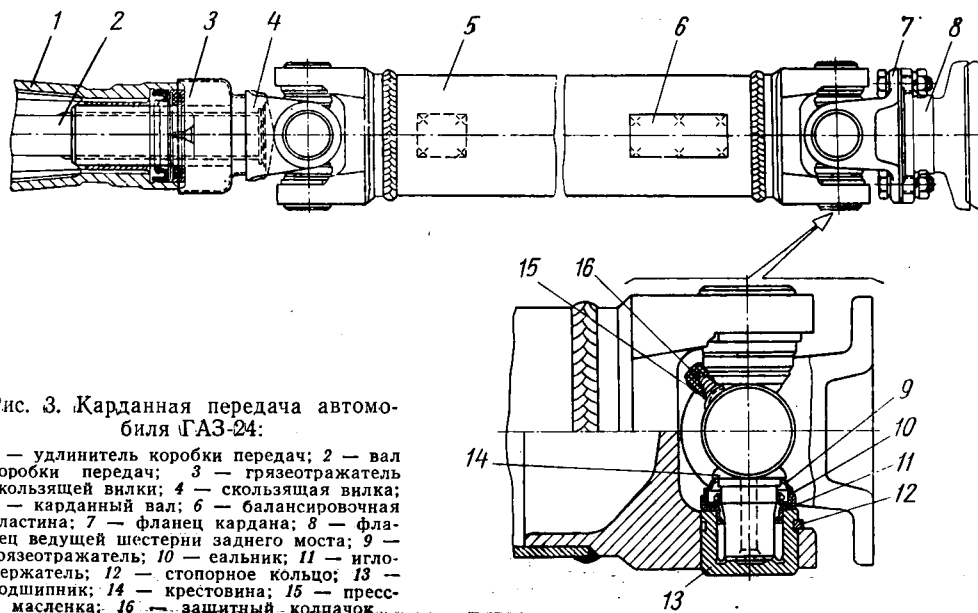


Рис. 3. Карданная передача автомобиля ГАЗ-24:

1 — удлинитель коробки передач; 2 — вал коробки передач; 3 — грязеотражатель скользящей вилки; 4 — скользящая вилка; 5 — карданный вал; 6 — балансировочная пластина; 7 — фланец кардана; 8 — фланец ведущей шестерни заднего моста; 9 — грязеотражатель; 10 — сальник; 11 — иглодержатель; 12 — стопорное кольцо; 13 — подшипник; 14 — крестовина; 15 — прессмасленка; 16 — защитный колпачок

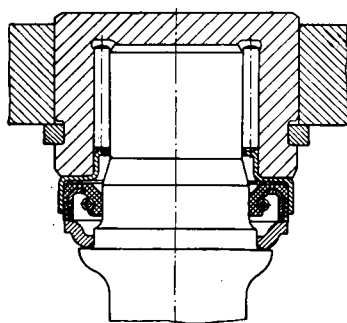


Рис. 5. Подшипник конструкции ГАЗ для автомобиля ГАЗ-24

ного зазора в подшипнике собранного шарнира учитывал следующие векторные величины: несоосность отверстий вилки и шипов крестовины, разностенность кольца подшипника и разноразмерность игол, а также упругую усадку кольца подшипника при запрессовке. Использование ЭВМ «Минск-22» позволило быстрее рассчитать ряд вариантов: с ужесточенными допусками, с учетом разных распределений диаметра игол в группах после сортировки, разной усадкой кольца подшипника и др. Итоги расчета даны в табл. 2.

Таблица 2

Вид расчета	Радиальный зазор в мм		Поле допуска в мм
	Минимум	Максимум	
По максимуму-минимуму (ГАЗ-21)	-0,062	+0,072	0,134
Вероятностным методом (ГАЗ-21)*	0	+0,039	0,039
Вероятностным методом (ГАЗ-24)*	+0,004	+0,035	0,031

* С учетом уменьшения отверстия подшипника на 0,5 величины натяга в отверстиях вилок.

Из них следует, что радиальный зазор в подшипнике можно уменьшать за счет ужесточения допусков на соосность деталей шарнира и сужения допуска на диаметры игол и отверстия кольца (стакана) подшипника, что и было сделано. Ужесточение допуска на отверстия в вилках до $-0,010$ — $-0,024$ мм позволит уменьшить усадку отверстий в подшипниках и этим сузить допуск на радиальный зазор в собранном шарнире. Одновременно (при допуске подшипника — 0,009 мм) обеспечивается достаточный натяг, который исключает на новых шарнирах осевой люфт в подшипниках (мешающий балансировке), так как в сочетании с несоосностями поверхностей удерживает подшипники в положении, приданном им при сборке: донышки прижаты к торцам крестовины.

На опытных образцах автомобилей ГАЗ-24 шарниры с новыми подшипниками показали возможность достижения среднего ресурса 200 тыс. км пробега даже без модернизации системы смазки и уплотнения.

На основании измерений, исследований и расчетов размерных цепей вероятностным методом в чертежах карданной передачи ГАЗ-24 был пересмотрен ряд допусков на важнейшие размеры. Были рассчитаны цепи зазоров в шарнире, биеция вала относительно баз и на автомобиле и др. Например, расчет радиаль-

При уменьшении диаметра игол было уменьшено отверстие в стакане подшипника, что увеличило толщину его стенки, исключив случаи поломки кольца, уменьшило усадку кольца при запрессовке. Кроме того, сохранилась взаимозаменяемость крестовин, а также нового подшипника со старым для всех легковых автомобилей ГАЗ и УАЗ.

Была измерена жесткость ушков вилок и шипов крестовин под действием крутящих моментов разной величины. При моменте 35 кгм деформация середины шипа крестовины равна 0,08 мм, а середины ушка вилки ГАЗ-21 — 0,12 мм. Для ГАЗ-24 разработана конструкция вилки с повышенной жесткостью ушков: деформация равна 0,08 мм, что достигнуто за счет укороченного стопорного кольца (без уснгов) и соответственного удлинения толстой части ушка. Испытания показали удобство монтажа и демонтажа колец ГАЗ-24. Выравнивание жесткости вилок и крестовин делает более равномерным распределение напряжений вдоль иглы подшипника [4].

Кроме того, уменьшились деформации ушков вилок при их механической обработке, что повысит точность детали. Соосность отверстий в вилках относительно общей оси задана 0,01 мм. Указанная точность достижима и поддается цеховому контролю на специальному приспособлению. Шероховатость поверхности шипов крестовин принята $\nabla 8$, поверхность качения в подшипниках задана $\nabla 9$ (иглы) и $\nabla 8$ (кольца).

В сальниках предусмотрено кольцо жесткости цилиндрической формы, калиброванное с допуском на диаметр 0,2 мм, что значительно уменьшает конусообразность и овальность наружного диаметра действующих сальников. Перед сборкой шарнира в подшипники заливают небольшое количество масла МС-20 или МК-22, рекомендуемого заводом и для эксплуатации. Подшипники поставляются заводу смазанными только жидким консервационным маслом, так как густая консервационная смазка мешает доступу масла из масленки к подшипникам. Однако липкость смазки должна исключать рассыпание игло-

При проработке чертежей карданного вала вместе с технологами было принято решение окончательно обрабатывать отверстия и пазы вилок, привариваемых к трубе, после сварки. Без этого нельзя обеспечить требуемую точность этих поверхностей, так как не удастся достаточно уменьшить коробление от сварки.

Таким образом, проблему долговечности карданных шарниров в тяжелых эксплуатационно-дорожных условиях можно решить применением проточной смазки подшипников за счет радиального уплотнения шипов крестовин, работающего на выпуск масла и жесткого торцового уплотнения с оптимальным натягом. При этом подшипники должны иметь рациональную конструкцию и высокую точность, что достигнуто для автомобиля ГАЗ-24.

Надевание сальника (при сборке) на бесступенчатый шип крестовины без возможности осмотра кромок и применение упругого торцового соединения снижает надежность шарнира.

Вторым путем обеспечения долговечности карданов является односторонняя смазка при отсутствии масленки и при полной герметичности. Это решение применимо при одном из следующих условий (или их комбинации):

- 1) для дешевых массовых легковых автомобилей, исключая такси и езду по плохим дорогам;
- 2) для автомобилей с небольшим гарантийным сроком или ограниченным сроком службы;

Таблица 3

Объект испытания	Вид нагружения	Предельное состояние	Режим испытаний	Норма
Труба с вилками в сборе (сварка)	Циклическое кручение на стенде	Разрушение продольного или поперечного шва	Крутящий момент от 45 кгм в одном направлении до 165 кгм в противоположном (200 циклов в минуту)	50 000 циклов
Шлицевое соединение	Циклическое осевое перемещение при нагружении крутящим моментом на стенде	Поперечный зазор в соединении 0,1 мм при номинальном осевом положении деталей	Возвратно-поступательное движение с частотой 100 ход/мин, длина хода 15 мм, крутящий момент 15 кгм (постоянный)	—
Карданный шарнир	Работа под нагрузкой на стенде	Радиальный зазор в подшипниках 0,1 мм	Угол шарнира 0°; привод от двигателя ГАЗ-24, $n=3500$ об/мин; грязевая ванна	—
Карданный шарнир у заднего моста (не менее 20 объектов одновременно, раз в три года)	Работа на автомобиле-такси при интенсивном городском движении	Радиальный зазор в подшипниках 0,1 мм при оговоренной методике измерения	Среднегодовой пробег 80 тыс. км; соблюдение инструкции завода по уходу и обслуживанию	Средний ресурс 190 тыс. км при $\gamma=0,9$, ресурс 95 тыс. км. Для условий эксплуатации III категории нормы вдвое меньше

3) при наличии смазок с высокой долговечностью и оптимальной вязкостью, хорошо работающих как в условиях качения (на иглах), так и в условиях скольжения (на торцах крестовин).

Выводы о преимуществах новых конструкций карданов можно считать достоверными лишь после эксплуатационных испытаний в тяжелых условиях не менее 10 валов каждого из сравниваемых вариантов.

Для контроля качества карданных валов в производстве выпущены технические условия на испытания, данные по которым указаны в табл. 3.

Режим для первого вида испытаний подобран из условий резонанса при нагружении центробежным вибратором, что позво-

ляет быстро выявлять непровары. Режим испытаний шлицевого соединения соответствует средним эксплуатационным, а режим испытаний шарнира исходит из опыта стендовых испытаний на Горьковском автозаводе. Режим эксплуатационных испытаний шарниров отработан в таксомоторных тарках г. Горького.

ЛИТЕРАТУРА

1. Дехтяр Б. А. «Вестник машиностроения», 1968, № 11.
2. Дехтяр Б. А. Сб. «Пути повышения надежности и долговечности автомобилей», ИАМИ, 1964.
3. Дехтяр Б. А. «Вестник машиностроения», 1962, № 4.
4. L. I. Di Francesco. Better Needle Bearings for Universal Joints. SAE Preprints, s. a., № 560159, 1966.

УДК 621.43—242.001.5

Радиальное перемещение поршня с дезаксиальной осью поршневого пальца

А. И. МИЩЕНКО

Харьковский автомобильно-дорожный институт

ОДНА из причин повышенной шумности двигателей внутреннего сгорания — удары поршня о стенку цилиндра, вызываемые силами, действующими в шатунно-кривошипном механизме. Особенно сильно эти удары проявляются на режимах неполной нагрузки и холостого хода, когда шум, связанный с газодинамическими явлениями и сгоранием, проявляется еще незначительно, а диаметральный зазор между юбкой поршня и цилиндром относительно велик [1 и 2].

Удары поршня о стенку цилиндра связаны с изменением знака нормальной боковой силы N , прижимающей поршень к стенке цилиндра, и наличием зазора между этими деталями. За один оборот коленчатого вала знак силы N меняется несколько раз, что вызывает радиальное перемещение поршня. Наибольшей интенсивности удар достигает у в.м.т. при рабочем ходе [3 и 4].

Для уменьшения поршневого зазора и снижения шумности двигателей применяются так называемые автотермические поршни из алюминиевого сплава со стальными вставками в юбке поршня, ограничивающими их тепловую деформацию, а также поршни из заэвтектоидного сплава Al—Si с малым коэффициентом теплового расширения. В последнее время почти на всех отечественных и зарубежных карбюраторных двигателях для уменьшения интенсивности удара используются поршни со смещенной осью поршневого пальца в сторону действия боковой силы N при рабочем ходе поршня [2 и 5].

В этом случае перекадка поршня происходит в виде его вращения относительно оси, параллельной оси поршневого пальца и проходящей касательно к верхней кромке юбки поршня, причем перекадка происходит несколько раньше, чем поршень достигает в.м.т.

Уравнение движения поршня при его вращении относительно оси Z (рис. 1) имеет вид

$$J_z \ddot{\varphi} = M, \quad (1)$$

где J_z — момент инерции масс, участвующих во вращательном движении относительно оси Z ;

φ — угол поворота поршня относительно оси Z ;

M — равнодействующий момент всех внешних сил относительно оси Z .

Внешними силами, создающими момент относительно оси поворота поршня, являются силы давления газов P_z , сила инерции поступательно движущихся масс P_j , нормальная сила N , реакция шатуна на поршень $R_{ш}$, силы трения поршневых колец $T_{п.к}$ и поршневого пальца $M_{тр}$. Поскольку силы трения поршневых колец и поршневого пальца на порядок ниже остальных сил, вызывающих перемещение поршня [2], они в дальнейшем во внимание не принимались. Остальные силы являются функциями угла поворота коленчатого вала α , и поскольку $\alpha = \omega t$, их можно полагать функциями времени t при $\omega = \text{const}$. Силы N и $R_{ш}$, кроме того, являются функциями величины смещения поршневого пальца

$$\xi \left(\xi = \frac{e}{R} \right),$$

где e — величина смещения пальца; R — радиус кривошипа).

Уравнение движения поршня относительно оси Z с учетом действующих сил

$$J_z \ddot{\varphi} = R_{ш} h_3 - N h_1 - P_z h_2 + P_j (h_2 + e). \quad (2)$$

Силы N и $R_{ш}$ для принятой величины смещения поршневого пальца могут быть выражены с точностью до 3% уравнениями

$$N = P_z \lambda (\sin \alpha \pm \xi)$$

и

$$R_{ш} = P_z \lambda (\cos \alpha \pm \xi).$$

После некоторых математических преобразований уравнение (2) примет вид

$$J_z \ddot{\varphi} = P_z e - 2 h_1 \lambda (\sin \alpha - \xi). \quad (3)$$

Заменив выражение в квадратных скобках коэффициентом K и решая уравнение относительно φ , получим зависимость для угловой скорости перекадки поршня

$$\dot{\varphi} = 1,65 \sqrt[3]{\frac{K P_z \varphi^2}{J_z}}. \quad (4)$$

Поскольку коэффициент K , входящий в уравнение скорости, зависит от величины смещения e , то, варьируя этой величиной, можно получить минимально возможную скорость нижней кромки поршня в момент удара.

Движение поршня после в.м.т. может быть описано аналогичным образом, и оно будет происходить до тех пор, пока поршень по всей длине юбки не придет в контакт со стенкой цилиндра. Однако эта часть радиального движения поршня не будет сопровождаться ударом, благодаря демпфирующему влиянию поршневых колец и действию масляного слоя, выдавливаемого из зазора [6].

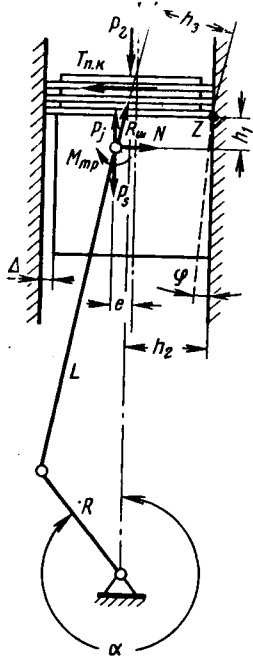


Рис. 1. Схема сил, действующих на поршень при перекадке

Экспериментальные исследования радиального перемещения поршня в цилиндре проводились на одноцилиндровом двигателе, приводимом в движение генератором переменного тока, смонтированным с двигателем на одной раме. Генератор служил тормозом при регулировании нагрузки на валу двигателя. Для измерения радиального движения поршня использовались датчики перемещения, установленные в плоскости качания шатуна так, что один из них фиксировал изменение положения верхней кромки юбки поршня, а другой — нижней кромки юбки. В процессе экспериментирования фиксировались также отметки мертвых точек, индикаторное давление в цилиндре и отметка времени от вибратора 500 гц. Полученные величины записывались осциллографом МПО-2 на киноплёнку через тензометрический усилитель УТЧ-1. Индикаторное давление измерялось датчиком специальной конструкции через тот же усилитель и записывалось осциллографом на плёнку.

Датчики перемещения 1 (рис. 2) представляют собой консольную упругую балочку, на которую сверху и снизу наклеены малогабаритные фольговые преобразователи сопротивления (R и R_1) с базой 10 мм и сопротивлением 200 ом.

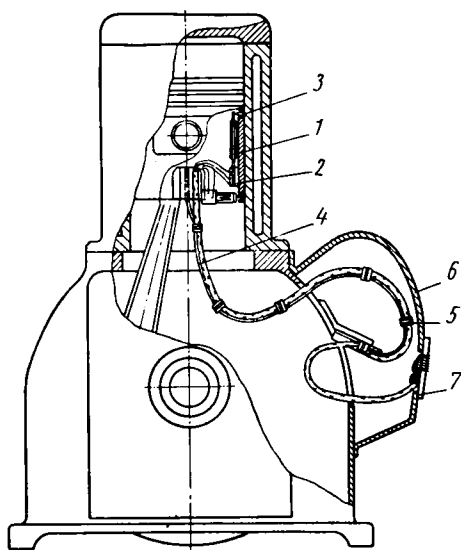


Рис. 2. Конструктивная схема экспериментальной установки

Использованием двух датчиков достигалась температурная компенсация и увеличение чувствительности в 2 раза. Сопротивления датчиков соединены в полумост. Другой полумост является частью схемы усилителя и служит для балансировки общего измерительного моста.

Упругий элемент изготавливался из пластинки пружинной стали 65Г и для большей упругости термически обрабатывался. Фольговые преобразователи сопротивления наклеивались на эту пластинку клеем БФ-2 и просушивались при температуре 180—200° в течение 3 ч.

Упругий элемент с наклеенными на него тензотрами устанавливался на специальных кронштейнах 2 внутри экспериментального поршня в виде консольной балочки, которая и является датчиком перемещения. Свободный конец балочки через цилиндрический стержень 3, пропущенный в отверстие юбки поршня, имел постоянный контакт со стенкой цилиндра. На кронштейнах балочек перемещения устанавливались коммутационные колодки, к которым подводилась проводка постоянного тока.

Постоянный ток представляет собой плоскую пружину шириной 7 мм и толщиной 0,4 мм. Один конец пружины с помощью специального кронштейна крепился к юбке поршня у бобышки поршневого пальца, другой конец, проходя сквозь окно блока-картера, крепился к его наружной стенке также с помощью кронштейна. Соединительные провода, сплетенные из гибкого многожильного провода типа «лишентрат» в шнур, были помещены в хлорвиниловую трубку, которая с помощью упругих колец 5 крепилась к пружине. Окно в блоке-картере закрывалось специальной крышкой 6, на которой устанавливалась коммутационная колодка 7.

Перед установкой на двигатель датчики были тарированы

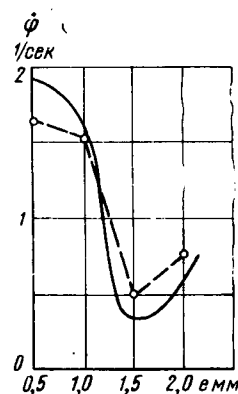


Рис. 3. Зависимость угловой скорости поршня в момент встречи от величины смещения пальца

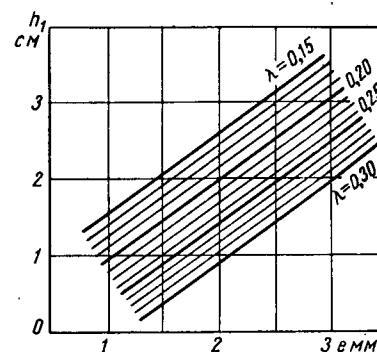


Рис. 4. Номограмма для определения оптимальной величины смещения поршневого пальца

в сборе с поршнем. Тарировочные характеристики датчика при нагружении и разгрузке показали достаточно хорошее совпадение. Относительная погрешность на всем диапазоне измерений была в пределах 5%.

Длина промежуточного стержня, передающего движение на датчик перемещения, была подобрана так, что при максимальном отходе поршня в пределах зазора свободный конец датчика имел натяг 0,2—0,25 мм. После проверки датчиков, поршень монтировался на двигатель.

Радиальное перемещение поршня исследовалось на поршнях с различной величиной смещения оси поршневого пальца (от 0 до 2,5 мм через 0,5 мм) и на различных режимах работы двигателя.

Обработка осциллограмм показала хорошую повторяемость исследуемого процесса.

Путем решения уравнения движения поршня (3) относительно ϕ были получены значения углового ускорения поршня для различных величин смещения поршневого пальца на участке предполагаемой перекладки в пределах 660—720° поворота коленчатого вала.

Зависимость конечной скорости перекладки от величины смещения показана на рис. 3. Значения этой скорости определялись решением уравнения (4). Таким образом, для данной конструкции поршня оптимальной величиной, обеспечивающей минимальную скорость перекладки, является смещение оси поршневого пальца на 1,5 мм. Экспериментальная кривая зависимости скорости перекладки от величины смещения достаточно хорошо совпадает с характером теоретической кривой, и оптимальная величина также соответствует теоретической.

Поскольку угловая скорость перекладки поршня зависит от коэффициента K [уравнение (4)], т. е. от конструктивных параметров поршня и отношения λ для данного двигателя, то по этим параметрам можно определить оптимальную величину смещения поршневого пальца.

Ниже приводится номограмма (рис. 4) для определения оптимальной величины смещения поршневого пальца из условий минимальной скорости перекладки по величине λ и расстоянию между плоскостью, проходящей через верхнюю кромку юбки поршня и параллельной оси поршневого пальца, и осью поршневого пальца (h_1).

ЛИТЕРАТУРА

1. Зинченко В. И. Шум судовых двигателей. Судпромгиз, 1957.
2. Скобцов Е. А., Изотов А. Д. и Тузов Л. В. Методы снижения вибраций и шума дизелей. Машгиз, 1962.
3. Куликов Н. К. и Мионов Г. П. «Известия высших учебных заведений. Машиностроение», 1963, № 8.
4. Мищенко А. И. и Подщеколкин М. И. О радиальном перемещении поршня в цилиндре двигателя. Межведомственный республиканский научно-технический сборник, 1968, № 4, г. Киев.
5. «Auto Service», 1962, 17, № 1.
6. Курнатов В. Д. «Тракторы и сельхозмашины», 1964, № 11.

Исследование влияния сухого трения в подвеске на колебания автомобиля при сложном возмущении

Д-р техн. наук Я. М. ПЕВЗNER, Г. Г. ГРИДАСОВ

НАМИ

В ПОДВЕСКАХ современных автомобилей возникает сухое трение, большее или меньшее по величине в зависимости от типа упругого элемента и конструкции направляющего устройства. В табл. 1 приведены данные о величине силы сухого трения покоя для нескольких современных легковых автомобилей, полученные по результатам тарировки подвесок.

Таблица 1

Марка автомобиля	Сила сухого трения в подвеске в кг	
	передней	задней
ЗАЗ-966Э	60	22
Москвич-407*	18	60
Москвич-408*	25	40
Фиат-124	40	8
Фиат-Примула	42	32
Пежо-204	32	24
Рено-16	18	17

Эти данные показывают, что для автомобилей с листовыми рессорами или листовыми торсионными сила сухого трения в подвеске достигает больших значений. Еще больше сила сухого трения в рессорных подвесках грузовых автомобилей: в зависимости от статической нагрузки, конструкции листовой рессоры и пробега автомобиля она может составлять от 5 до 25% от вертикальной нагрузки на рессору [1].

До настоящего времени при анализе колебательных систем с сухим трением предполагалось возмущение только одной частоты [2—4]. Однако известно, что при движении по дорогам на автомобиль действует возмущение случайного характера с широким частотным спектром.

Для такой динамической системы, как автомобиль, имеющей несколько степеней свободы, характерно наличие в энергетическом спектре колебаний поддресоренных и неподдресоренных масс двух пиков, соответствующих частотам собственных колебаний поддресоренных и неподдресоренных масс ω и Ω , на которые приходится значительная часть энергии колебаний.

Поэтому интересно исследовать поведение подвески при двухчастотных колебаниях или колебаниях, включающих спектр частот, характерный для реальных дорожных условий.

Предположим, что подвеска (рис. 1) с жесткостью C_p и силой сухого трения F получает такое возмущение от дороги, что одновременно возникают низкочастотные колебания с частотой ω и высокочастотные колебания с частотой Ω . Предполагаем установившиеся колебания синусоидальными.

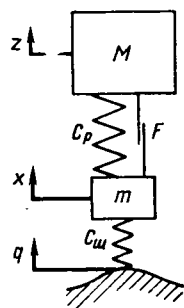


Рис. 1. Динамическая модель автомобильной подвески с сухим трением

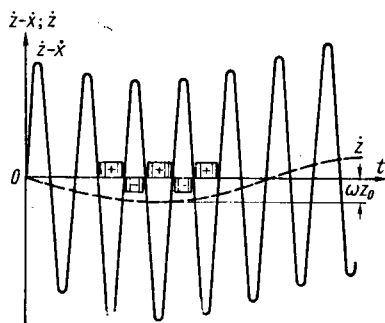


Рис. 2. Изменение во времени скорости относительных перемещений поддресоренных и неподдресоренных масс при двухчастотных колебаниях

Сила трения имеет знак, обратный скорости относительных перемещений поддресоренных и неподдресоренных масс, и, следовательно, все время гасит колебания. В этом случае средняя сила трения за период колебаний равна нулю.

Предположим, что при двухчастотных колебаниях амплитуда колебаний массы M равна z_0 , а массы m — равна x_0 . Тогда

$$z = z_0 \cdot \cos \omega t, \quad (1a)$$

$$x = x_0 \cdot \cos \Omega t. \quad (16)$$

Скорости перемещений поддресоренных и неподдресоренных масс соответственно равны

$$\begin{cases} \dot{z} = -\omega z_0 \sin \omega t, \\ \dot{x} = -\Omega x_0 \sin \Omega t. \end{cases} \quad (2)$$

Обычно перемещения поддресоренных масс больше, чем неподдресоренных, но частота Ω больше частоты ω в 8—12 раз. Поэтому амплитуда колебаний скорости $\dot{x}$ значительно больше амплитуды колебаний скорости $\dot{z}$. Относительная скорость $\dot{z} - \dot{x}$ является суммой двух синусоидальных колебаний. Она показана сплошной линией на рис. 2. Из-за наличия высокочастотных колебаний знак относительной скорости много раз ($\sim \frac{2\Omega}{\omega}$) меняется за один период низкочастотных колебаний. При этом изменяется и знак силы трения. Знаком плюс обозначены силы трения, противоположные $\dot{z}$, т. е. гасящие низкочастотные колебания.

Определим среднюю величину силы трения, действующую на массу M за один период высокочастотных колебаний. Каждый цикл этих колебаний скорости можно приблизительно представить в виде синусоиды, смещенной вдоль оси ординат на величину, равную скорости перемещений поддресоренных масс $\dot{z}$ (рис. 3).

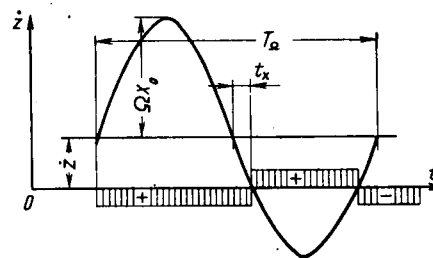


Рис. 3. Смещение высокочастотных колебаний

За период колебаний $T_z = \frac{2\pi}{\Omega}$ сила трения отрицательна за время $\frac{T_z}{2} + 2t_x$ и положительна за время $\frac{T_z}{2} - 2t_x$. Таким образом, средняя величина силы трения за период высокочастотных колебаний

$$F_{cp} = \frac{F \left(\frac{T_z}{2} + 2t_x \right) - F \left(\frac{T_z}{2} - 2t_x \right)}{T_z} = F \frac{4t_x}{T_z}. \quad (3)$$

Величина t_x определяется по графику из условия $\dot{z} = \Omega x_0 \sin \Omega t_x$, поэтому

$$t_x = \frac{1}{\Omega} \arcsin \frac{\dot{z}}{\Omega x_0}$$

и

$$F_{cp} = F \frac{2}{\pi} \arcsin \frac{\dot{z}}{\Omega x_0}. \quad (3a)$$

Из этого соотношения можно установить, что зависимость

$$\frac{F_{cp}}{F} \text{ от } \frac{\dot{z}}{\Omega x_0}$$

сохраняет приблизительно линейный характер до значения отношения скорости перемещений поддрессоренных масс к амплитуде скорости перемещений неподдрессоренных масс 0,7—0,8. В этом диапазоне с достаточной точностью можно считать

$$\arcsin \frac{\dot{z}}{\Omega x_0} \approx \frac{\dot{z}}{\Omega x_0}$$

и, следовательно,

$$F_{cp} = F \frac{2\dot{z}}{\pi \Omega x_0}. \quad (4)$$

Из уравнения (4) видно, что сила сопротивления становится пропорциональной скорости перемещения поддрессоренной массы M , при этом наличие сухого трения в подвеске равносильно введению в нее гидравлического амортизатора с коэффициентом сопротивления

$$b_F = F \frac{2}{\pi \Omega x_0} \text{ кг сек/см}. \quad (5)$$

Определим среднюю величину силы трения, действующую на массу M за полупериод низкочастотных колебаний. Для этого определим среднюю величину $\dot{z}$, изменяющуюся в соответствии с уравнениями (2):

$$\dot{z}_{cp} = \frac{1}{\pi} \int_0^\pi \omega z_0 \sin \varphi d\varphi = \frac{2}{\pi} \omega z_0. \quad (6)$$

Тогда

$$F_{cp}^{\text{эф}} = F \frac{4\omega z_0}{\pi^2 \Omega x_0}. \quad (7)$$

Это уравнение дает представление о среднем уменьшении эффективной силы трения.

Из уравнений (4) и (7) видно, что гасящее действие сухого трения на колебания поддрессоренной массы в значительной степени зависит от соотношения между скоростью перемещений поддрессоренных масс с низкой частотой и скоростью перемещений неподдрессоренных масс с высокой частотой, в частном случае, от отношения перемещений поддрессоренных и неподдрессоренных масс при соответствующих собственных частотах колебаний. Это соотношение зависит как от условий движения (скорость автомобиля, тип дорожного покрытия), так и от свойств самой колебательной системы подвески.

При движении автомобиля амплитуды колебаний поддрессоренных и неподдрессоренных масс непостоянны, а перемещения и скорости низкой или высокой частоты можно рассматривать как случайные функции. Среднюю величину силы трения, гасящей низкочастотные колебания, можно приблизительно определить с помощью статистической линеаризации [5 и 6].

Пусть две действительные случайные функции на выходе и входе нелинейного элемента $Y(t)$ и $X(t)$ связаны нелинейным безынерционным преобразованием общего вида

$$Y(t) = \varphi[X(t)],$$

где φ представляет собой статическую характеристику нелинейного элемента.

Так как приближенная теория случайных процессов оперирует с моментами первого и второго порядков, можно считать

статистически эквивалентными такие функции, у которых соответственно одинаковые математические ожидания и дисперсии при данном законе распределения.

Нелинейное преобразование φ можно заменить линеаризованным, нелинейным в общем случае по математическому ожиданию и линейным по центрированной случайной составляющей. Аппроксимирующую функцию $Y^*(t)$ на выходе нелинейного элемента можно представить в виде

$$Y^*(t) = \varphi_0 + k_1 \dot{X}(t), \quad (8)$$

где φ_0 — математическое ожидание случайной функции на выходе нелинейного элемента, включающее медленно меняющиеся регулярные или случайные составляющие;

$\dot{X}(t)$ — центрированная случайная функция на входе нелинейного элемента или центрированная высокочастотная составляющая функция $\dot{X}(t)$;

k_1 — статистический коэффициент линеаризации.

Математическое ожидание φ_0 равно

$$\varphi_0 = \int_{-\infty}^{\infty} \varphi(x) f(x) dx, \quad (9)$$

где $f(x)$ — закон распределения плотности вероятности случайной функции $X(t)$ на входе нелинейного элемента.

В рассматриваемом случае нелинейный элемент (сухое трение в подвеске, случайная функция на входе) — скорость относительных перемещений поддрессоренных и неподдрессоренных масс.

Зависимость силы сухого трения от скорости относительных перемещений приблизительно можно представить в виде идеальной релейной характеристики. Для такой характеристики

$$\varphi(\dot{x}) = \begin{cases} +F & \text{при } \dot{x} > 0, \\ -F & \text{при } \dot{x} < 0. \end{cases} \quad (10)$$

При нормальном законе распределения относительной скорости перемещений, используя уравнение (9), можно получить [5]

$$\varphi_0 F = 2F \Phi \left(\frac{m_x}{\sigma_x} \right), \quad (11)$$

где $\Phi(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^z e^{-\frac{t^2}{2}} dt$ — табличный интеграл;

m_x — математическое ожидание или низкочастотная составляющая (случайная или регулярная) скорости относительных перемещений;

σ_x — среднеквадратичная величина центрированной (относительно математического ожидания или низкочастотной составляющей) высокочастотной составляющей скорости относительных перемещений;

$\varphi_0 F$ — характеризует математическое ожидание усилия, передаваемого на кузов через элемент с сухим трением в зависимости от соотношения параметров низкочастотной и высокочастотной составляющих случайного процесса на входе в нелинейный элемент.

Если предположить, что при движении по неровной дороге со случайным профилем относительные перемещения поддрессоренных и неподдрессоренных масс складываются в основном из низкочастотных колебаний ω поддрессоренных масс и высокочастотных колебаний Ω неподдрессоренных масс с нормальным распределением и среднеквадратичной величиной перемещений, равной σ_x , можно прийти к следующим заключениям.

Поскольку среднеквадратичная величина равна

$$\sigma_x = \sigma_x \Omega \quad (12)$$

и

$$\frac{\Phi(z)}{z} \approx \frac{1}{\sqrt{2\pi}}$$

в достаточно большом диапазоне значений z (от 0 до 0,7), то из уравнения (11) и (12) получим, что

$$\varphi_{0F} = \bar{F}_{cp} = F \sqrt{\frac{2}{\pi}} \cdot \frac{m_x}{\Omega \sigma_x} \quad (13)$$

В соответствии с определением m_x и φ_{0F} можно получить выражение для приведенного коэффициента сопротивления амортизатора

$$\bar{b}_F = \frac{\varphi_{0F}}{m_x} = F \sqrt{\frac{2}{\pi}} \cdot \frac{1}{\Omega \sigma_x} \quad (14)$$

т. е. при исследовании низкочастотных колебаний автомобиля элемент с сухим трением можно заменить гидравлическим амортизатором, сопротивление которого пропорционально скорости низкочастотных составляющих относительных перемещений. Среднее значение низкочастотной составляющей силы сухого трения можно получить из выражения

$$\bar{F}_{cp}^{\text{эф}} = \bar{b}_F \omega \sigma_z \quad (14a)$$

где σ_z — среднеквадратичная величина низкочастотной составляющей относительных перемещений.

Это выражение аналогично полученному выше при исследовании двухчастотных гармонических колебаний.

Можно сравнить приведенные коэффициенты сопротивления амортизатора, рассчитанные двумя способами по уравнениям (5) и (14) при условии равенства среднеквадратичных значений σ_x на входе.

Так как для синусоидального процесса с амплитудой x_0

$$\sigma_x = \frac{x_0}{\sqrt{2}} \quad (15)$$

то, преобразуя уравнение (5), получим

$$b_F = F \frac{\sqrt{2}}{\pi} \cdot \frac{1}{\Omega \sigma_x} \quad (16)$$

Следовательно,

$$\frac{\bar{b}_F}{b_F} = \sqrt{\pi} \approx 1,77. \quad (17)$$

Таким образом, приведенный коэффициент сопротивления, полученный из условия статистической линеаризации элемента с сухим трением, почти на 80% больше коэффициента, полученного для двухчастотных колебаний. Физическое объяснение этого явления заключается в том, что при той же заданной величине σ_x амплитуда гармонических колебаний всегда значительно больше, а при случайных узкополосных колебаниях с нормальным распределением амплитуды в большинстве случаев меньше σ_x . Между тем, колебания малой амплитуды не ме-

няют знака силы трения и, следовательно, не уменьшают ее эффективного значения.

В табл. 2 даны значения приведенных коэффициентов сопротивления и эффективной силы трения, рассчитанные по уравнениям (5), (7), (13) и (14) для автомобилей ЗИЛ-130 и «Москвич-407» (при полной нагрузке). В этой же таблице приведена величина демпфирующего эффекта сухого трения движения по сравнению с демпфирующей способностью гидравлического амортизатора в зависимости от амплитуды (или среднеквадратичной величины) высокочастотной составляющей относительных перемещений поддресоренных и неподдресоренных масс. При расчете сила трения движения принята равной половине силы трения покоя, измеренной при тарировке подвески.

Примем, что во время движения автомобиля по шоссе с асфальтовым или бетонным покрытием высокочастотные колебания неподдресоренных масс совершаются с амплитудой 0,5 см, а по булыжному шоссе — с амплитудой 1—2,0 см и низкочастотные колебания поддресоренных масс — с амплитудой 2,0 см. Для передней подвески автомобиля ЗИЛ-130 дополнительный демпфирующий эффект значительного по величине сухого трения соизмерим с демпфирующей способностью гидравлического амортизатора, в особенности при движении по асфальтированному шоссе. В зависимости от амплитуды колебаний неподдресоренных масс приведенный коэффициент сопротивления сухого трения составляет 20—60 и 30—120% от коэффициента сопротивления гидравлического амортизатора соответственно для случая двухчастотных гармонических и случайных колебаний. Поэтому при исследовании колебаний должна быть учтена демпфирующая способность сухого трения. Из табл. 2 видно, что эффективная величина сухого трения, гасящего низкочастотные колебания поддресоренных масс, существенно падает с увеличением интенсивности высокочастотных колебаний неподдресоренных масс.

В частности, для передней и задней подвесок автомобиля «Москвич-407» демпфирующая способность сухого трения должна приниматься во внимание, вероятно, только при движении по дорогам с усовершенствованными типами покрытий, в остальных случаях дополнительный эффект к действию гидравлических амортизаторов незначителен (7—14 и 12—25%).

Приведенные примеры показывают, что вопрос об учете сухого трения при исследовании колебаний в подвеске автомобиля следует решать конкретно применительно к данному автомобилю и для заданных дорожных условий.

Экспериментальная проверка влияния двухчастотного возмущения на колебания автомобиля с сухим трением в подвеске проводилась на стенде для исследования колебаний в лаборатории подвески НАМИ.

Стенд, на опорные площадки которого автомобиль устанавливался на колесах, являлся источником низкочастотных (от 0 до 5 кол/сек) колебаний. В качестве источника высокочастотных колебаний использовался динамический вибратор с неуравновешенными массами, который через штангу с соответ-

Таблица 2

Автомобиль	Подвеска	Параметры подвески				Амплитуда колебаний в см		Среднеквадратичная величина перемещений в см		$F_{cp}^{\text{эф}}$ в кг	b_F в кг·сек/см	$\bar{F}_{cp}^{\text{эф}}$ в кг	$\frac{b_F}{\text{кг·сек/см}}$	$\frac{b_F}{b_{cp}}$	$\frac{\bar{b}_F}{b_{cp}}$
		ω в 1/сек	Ω в 1/сек	F в кг	b_{cp}^* в кг·сек/см	x_0	z_0	$\sigma_x \approx 0,7x_0$	$\sigma_z \approx 0,7z_0$						
ЗИЛ-130	Передняя	11,5	51	150	5,8	0,5	2,0	0,35	1,4	55	3,7	108	6,8	0,64	1,2
						1,0		0,7		27,5	1,87	54	3,4	0,32	0,6
						1,5		1,05		18,5	1,25	36	2,3	0,21	0,4
						2,0		1,4		14	0,93	27	1,7	0,16	0,3
„Москвич-407“	Передняя	7,6	65	9	1,35	0,5	2,0	0,35	1,4	1,7	0,18	3,4	0,32	0,13	0,25
						1,0		0,7		0,85	0,088	1,68	0,158	0,065	0,125
						1,5		1,05		0,57	0,058	1,1	0,105	0,043	0,08
						2,0		1,4		0,42	0,044	0,84	0,079	0,032	0,06
„Москвич-407“	Задняя	9,5	51	30	2,2	0,5	2,0	0,35	1,4	9,0	0,75	17,8	1,34	0,278	0,5
						1,0		0,7		4,5	0,375	8,9	0,67	0,139	0,25
						1,5		1,05		3,0	0,25	5,9	0,45	0,09	0,16
						2,0		1,4		2,25	0,19	4,5	0,33	0,07	0,12

b_{cp}^* — полусумма приведенных к колесу коэффициентов сопротивления амортизаторов на ходе отбоя и сжатия.

ствующим направляющим устройством присоединялся к заднему мосту автомобиля. Число оборотов вибратора регулировалось изменением тока возбуждения генератора постоянного тока, питающего электродвигатель вибратора.

Испытания проводились на автомобиле «Москвич-407» без нагрузки и с полной нагрузкой. Во время испытаний снимались амплитудно-частотные характеристики перемещений поддрессоренных и неподдрессоренных масс задней подвески относительно друг друга и относительно неподвижного основания и опор в диапазоне частот от 0,5 до 5 кол/сек. Амплитуда перемещений опор составляла 0,75 см.

Для автомобиля без нагрузки с установленными в задней подвеске амортизаторами на рис. 4 показано влияние частоты колебаний вибратора n на амплитуду перемещений поддрессоренных масс, колеблющихся с низкой частотой $f=2$ кол/сек. Так как амплитуда перемещений неподдрессоренных масс под действием вибратора зависит не только от параметров вибратора и его числа оборотов, но и от параметров подвески автомобиля, на частотной характеристике имеется резонансный пик, соответствующий частоте собственных колебаний заднего моста на шинах.

Из графика видно, что амплитуда перемещений поддрессоренных масс резко возрастает при оборотах вибратора, соответствующих частоте собственных колебаний неподдрессоренных масс. Видно, только в этих условиях соотношение между низкочастотной и высокочастотной составляющими скорости относительных перемещений поддрессоренных и неподдрессоренных масс становится таким, что характеристика подвески линеаризуется и система колеблется в соответствии с уравнением (5).

Для частоты колебаний вибратора 9,5 кол/сек получим соотношение между скоростью перемещений поддрессоренных и неподдрессоренных масс

$$k = \frac{\omega z_0}{\Omega x_0} \approx 0,33.$$

Влияние трения на величину амплитуды колебаний резко уменьшается уже при частоте колебаний вибратора 8,5 кол/сек, когда

$$k \approx 0,7.$$

Это подтверждает снижение эффективной силы трения с увеличением высокочастотной составляющей скорости относительных перемещений. В дальнейшем при снятии амплитудно-частотных характеристик частота колебаний вибратора поддерживается постоянной и близкой 10 кол/сек, что примерно соответствует частоте собственных колебаний заднего моста на шинах

и его максимальным перемещениям. Вибратор в этих условиях развивает усилие около 190 кг. Конечно, амплитуда колебаний заднего моста на шинах даже с постоянным числом оборотов вибратора изменялась в зависимости от величины поддрессоренных масс и наличия амортизаторов в подвеске, и при снятии амплитудно-частотных характеристик составляла 0,8 и 1,1 см у автомобиля без амортизаторов с полной нагрузкой и без нагрузки соответственно и 0,3 и 0,4 см у автомобиля с амортизаторами, установленными в задней подвеске.

Амплитудно-частотные характеристики перемещений поддрессоренных масс задней подвески автомобиля «Москвич-407» с полной нагрузкой без амортизаторов приведены на рис. 5, а, а автомобиля с амортизаторами — на рис. 5, б. На автомобиле без амортизаторов высокочастотное возмущение приводит к значительному (примерно в 1,5 раза) росту коэффициентов передачи на резонансных частотах и некоторому смещению резонансной частоты в сторону уменьшения (примерно на 10% и более). Введение высокочастотного возмущения сопровождается снижением коэффициента передачи в межрезонансной зоне.

На автомобиле с амортизаторами высокочастотное возмущение приводит к такому же эффекту, причем отличие характеристик, полученных с вибратором, становится даже более заметным.

Таким образом, подтверждается показанное ранее снижение эффективной силы трения, демпфирующей низкочастотные колебания, при одновременном высокочастотном воздействии на систему.

Для сравнения на рис. 5, а и б приведены амплитудно-частотные характеристики перемещений поддрессоренных масс, рассчитанные для линеаризованной двухмассовой модели задней подвески автомобиля «Москвич-407». Сухое трение заменено эквивалентным ему сопротивлением, пропорциональным скорости относительных перемещений поддрессоренных и неподдрессоренных масс. Расчет коэффициента сопротивления амортизаторов при наличии высокочастотного возмущения проводился в соответствии с уравнением (5).

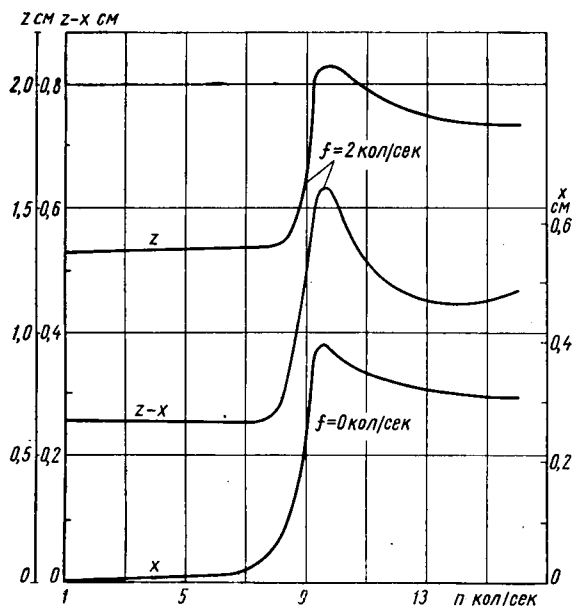


Рис. 4. Влияние частоты колебаний вибратора на перемещения поддрессоренных и неподдрессоренных масс задней подвески автомобиля «Москвич-407»

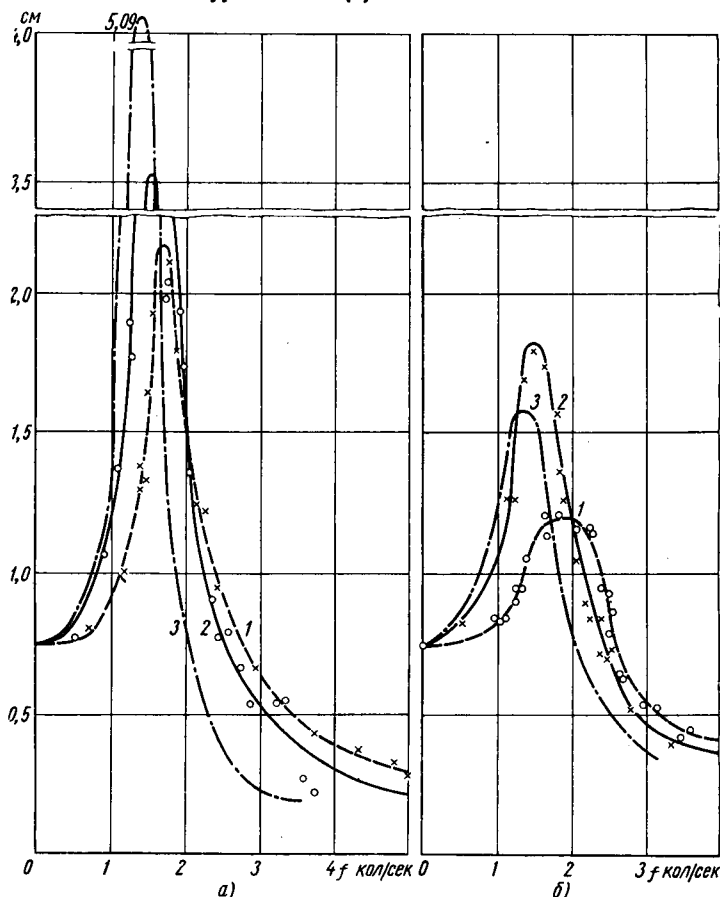


Рис. 5. Амплитудно-частотные характеристики перемещений поддрессоренных масс задней подвески автомобиля «Москвич-407» с полной нагрузкой:

а — без амортизаторов; б — с амортизаторами; 1 — без вибратора; 2 — с вибратором; 3 — по расчету

Экспериментальные амплитудно-частотные характеристики, полученные при дополнительном высокочастотном воздействии, близки к расчетным как по резонансной частоте, так и по коэффициентам передачи в зоне резонанса.

У автомобиля без амортизаторов рассчитанные коэффициенты передачи на резонансных частотах имеют большие значения по сравнению с полученными экспериментально. Это связано, по-видимому, с нелинейностью упругой характеристики и с тем, что в подвеске автомобиля, кроме гидравлических амортизаторов, установлены и другие демпфирующие элементы, в частности резиновые втулки.

Противоположная картина наблюдается у автомобиля с амортизаторами. Рассчитанные максимальные коэффициенты передачи несколько меньше, чем полученные экспериментально. Такое отклонение объясняется тем, что сопротивление гидравлического амортизатора само изменяется при двухчастотном воздействии, особенно в случае, когда скорость относительных перемещений поддрессоренных и неподдрессоренных масс (ее высокочастотная составляющая) превышает скорость открытия клапанов. При этом демпфирующая способность амортизатора существенно снижается.

На отклонение расчетных характеристик от экспериментальных существенно влияет соотношение амплитуд низкочастотной и высокочастотной составляющих скорости относительных перемещений.

Результаты стендовых испытаний подтвердили, что дополнительное высокочастотное воздействие существенно влияет на частотные характеристики подвески автомобиля при наличии в ее элементах сухого трения, а также что это влияние зависит как от частоты, так и от амплитуды высокочастотного возмущения. Полученные результаты дают основание предполагать, что в реальных дорожных условиях также наблюдается линеаризация подвески с сухим трением и уменьшение его гасящего действия на низкочастотные колебания, особенно при движении автомобиля по булыжному шоссе, вызывающему интенсивные высокочастотные колебания.

ЛИТЕРАТУРА

1. Janeway «SAE—Preprint», 1958.
2. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля и его колебания. М., Машгиз, 1960.
3. Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле. М., Физматгиз, 1959.
4. Ден-Гартог. Механические колебания. М., Физматгиз, 1960.
5. Казаков И. Е., Доступов В. Г. Статистическая динамика нелинейных автоматических систем. М., Физматгиз, 1962.
6. Первозванский А. А. Случайные процессы в нелинейных автоматических системах. М., Физматгиз, 1962.

УДК 629.113.012.8.001.5

Исследование сил сопротивления в подвесках легковых автомобилей высшего класса

Канд. техн. наук А. Д. ДЕРБАРЕМДИКЕР, И. К. СОЛОВЬЕВ

Московский карбюраторный завод

ОДНИМ из наиболее сложных и спорных вопросов при конструировании и доводке подвески автомобиля высшего класса до сих пор является проблема выбора параметров гасителей колебаний. Это связано с отсутствием нормированных показателей плавности хода — в диапазоне скоростей движения до 200 км/ч и недостаточностью материалов о влиянии параметров сопротивления на устойчивость и управляемость автомобиля.

Так, например, высокочастотные режимы вертикальных колебаний, особенно в передней подвеске управляемых колес, в последние годы вновь привлекают внимание автомобилистов, поскольку они часто наблюдаются совместно с колебаниями колес в горизонтальной плоскости, которые могут ощущаться водителем в виде «пульсации» рулевого колеса.

Современная методика аналитического расчета характеристик сопротивления, основанная на решении дифференциальных уравнений колебаний автомобиля, в том числе с использованием ЭВМ, дает возможность получить правильную основу для инженерного решения задачи о характеристиках амортизаторов. Вместе с тем, отправным пунктом в расчетах и одним из практических способов контроля правильности выбора характеристик амортизаторов часто является использование аналогий и опыта работы с предшествующими моделями и апробированными прототипами. В связи с этим представляет интерес изучение основных сил сопротивления (характеристик гидравлических амортизаторов и постоянного трения) в подвесках различных автомобилей высшего класса, таких фирм как Джерал Моторс и Форд (США), Мерседес-Бенц (ФРГ) и Роллс-Ройс (Англия).

На характеристиках сопротивления современных амортизаторов (в координатах $P_a - v_n$ — сила сопротивления — скорость поршня) четко выделяются участок, определяемый работой обычных калиброванных отверстий, и клапанная ветвь. Если рассматривать собственно характеристики амортизаторов отдельных автомобилей, линеаризовать их на выделяемых участках и определить эквивалентные величины коэффициентов сопротивления на режиме работы калиброванных отверстий и на клапанном режиме, а также установить точку перехода с первого участка на второй, то можно видеть, что эти величины составляют до $\pm 70\%$ от средней величины.

Однако характеристики амортизаторов и их особенности еще не дают полного представления о параметрах затухания колебаний и тем более о плавности хода автомобиля. Поэтому

должны быть рассмотрены и другие характеристики подвесок.

Сравнение данных по амортизаторам на автомобилях высшего класса облегчается тем, что основные колебательные параметры весьма близки друг к другу, несмотря на различия конструктивного оформления подвесок (табл. 1). Все передние подвески — независимые на поперечных рычагах, задние — зависимые, за исключением автомобилей, указанных в п. 6 и 7 (независимые). Автомобили, приведенные в пп. 1—5, — семиместные, а в пп. 6, 7 — пятиместные. Поддрессоренные массы спереди и сзади почти точно равны между собой, разница обычно не превышает $\pm 5\%$ от средней величины

$$M_{1,2} \approx \frac{G_a - G_k}{2g}$$

(G_a и G_k — веса соответственно всего автомобиля и неподдрессоренных масс). Полная нагрузка в кузове может составлять 500—700 кг (меньшая величина для пятиместных автомобилей), что увеличивает вес G_a на 20—25%.

Величины G_k для передних и задних независимых подвесок составляют 100—160 кг, а для задних зависимых — не превышают 220 кг.

Большие статические прогибы основных упругих элементов ($20 \leq x_{ст} \leq 35$ см) обуславливают низкие собственные частоты колебаний кузова на рессорах порядка $n = 62 \pm 6$ кол/мин. Задние упругие элементы обычно на 20—40% более жесткие, чем передние. Статические деформации шин составляют от 3 до 4 см, их характеристики упругости имеют нелинейный вид и, несмотря на мягкие основные упругие элементы, обуславливают высокие собственные частоты колебаний неподдрессоренных масс, как правило, на порядок выше, чем у поддрессоренных.

Динамические прогибы основного упругого элемента в подвесках автомобилей высшего класса имеют более существенные различия. Это относится в основном к нерегулируемым подвескам. Размеры и форма буферов передней подвески, а также выбор места их установки обеспечивают ход до включения 3—7 см и дополнительный ход колес еще на 3—4 см как вверх, так и вниз. Включение буферов вызывает более или менее плавное увеличение жесткости в 3—4 раза. В нерегулируемых задних подвесках величина хода до буфера при сжатии несколько больше, чем в передней, и при полной нагрузке оказывается не менее 2 см. Буфера обычно выполняются с прогресс-

Таблица 1

№ по пор.	Модель автомобиля и изготовитель (фирма) амортизаторов	Вес автомо- биля в кг	Передняя под- веска ¹		Задняя подвеска		Диаметры ² в мм цилиндра (в числи- теле) и штока	Сила трения (в кг) в подвеске		Сила трения (в кг) аморти- заторов	
			Упру- гое устрой- ство	i_n	Упру- гое устрой- ство	i_n		перед- ней	задней	Перед- няя под- веска	Задняя под- веска
1	Кадилак, 1956 г. (Делько)	2800	ВЦП	1,80	ЛР ¹	—	$\frac{25,4}{12}$	20—40	45—90	10—13	—
2	Кадилак, 1960 г. (Делько)	2900	ВЦП	1,86	ВЦП	1,07	$\frac{35}{16}$	30—40	30—50	9—11	10—14
3	Кадилак, 1961 г. (Монро)	2900	ВЦП	1,82	ВЦП	1,07	$\frac{35}{16}$	30—50	—	12—16	20—25
4	ЗИЛ-111Г, 1962 г. (МКЗ)	3500	ВЦП	1,0	ЛР	1,3	$\frac{40}{16}$	40—60	80—100	15—18	12—18
5	Линкольн-Континенталь, 1965 г. (Фоноко)	3000	ВЦП	1,75	ЛР	1,2	$\frac{30}{12}$	35—60	40—60	11—14	9—10
6	Роллс-Ройс, 1966 г. (Гирлинг) ³	2100	ВЦП	1,46	ВЦП	1,42	$\frac{45}{12}$	30—40	—	6—8	13—16
7	„Мерседес-600“, 1966 г. (Билштейн) ³	2500	ДПР ⁴	1,1	ДПР ⁴	1,1	$\frac{58}{14}$	—	—	12—15	13—16

¹ Автомобили, указанные в п. 3—7, имеют в направляющем устройстве передней подвески продольно расположенные тяги (рычаги); ВЦП — втяная цилиндрическая пружина; ЛР — листовые рессоры.

² Диаметры рабочих цилиндров амортизаторов (ориентировочные) над чертой, диаметры штоков — под чертой; по автомобилю, указанному в п. 7, даны диаметры задних амортизаторов, передние имеют 45/10,5.

³ Амортизаторы однотрубные с газовой компенсационной камерой высокого давления (системы Де Карбона); ВЦП опирается верхним концом на гидравлический корректор — силовой элемент, обеспечивающий самовыравнивание подвески под нагрузкой.

⁴ ДПР — диафрагменные пневматические рессоры, они снабжаются регулятором положения кузова (самовыравнивание) с возможностью изменения дорожного просвета на 40—50 мм.

сивными характеристиками, так что их включение не создает резкого перелома в общей линии характеристики упругости подвески.

Распределение поддресоренных масс вдоль базы характеризуется отношением $\rho^2/ab=1,0 \div 1,3$, что позволяет рассматривать колебания поддресоренных и неподдресоренных масс передней и задней подвесок независимо друг от друга.

Экспериментально полученные характеристики упругости подвесок и шии автомобилей высшего класса дают основания заключить, что в широких пределах, с точки зрения реальных амплитуд, их вертикальные колебания можно рассматривать как линейные, применяя соответствующие методы исследования, рассмотренные в работах Р. В. Ротенберга. В то же время характеристики постоянного трения и амортизаторов обладают, как правило, ясно выраженной нелинейностью, что требует специального учета [1] и усложняет их выбор.

Телескопические амортизаторы устанавливаются в подвесках на рычагах и с некоторым углом наклона к вертикали, что существенно влияет на приведенные к колесу усилия сопротивления и на скорости колебаний элементов амортизатора. Иногда это не учитывается при сравнении данных по амортизаторам разных автомобилей. В табл. 1 приведены передаточные числа i_n . Эти числа определяют, во сколько раз уменьшаются приведенные к колесу усилия сопротивления амортизаторов по сравнению с действующими на его штоке и во сколько раз при этом скорость относительных перемещений поршня амортизатора в подвеске меньше, чем скорость относительных колебаний кузова и колес. Используя передаточное число, можно перестроить нелинейные характеристики амортизаторов, получаемые при испытаниях их как отдельных агрегатов, в приведенные к колесу простым изменением масштабов координатных осей в i_n раз. Если известен средний коэффициент сопротивления эквивалентной линейной характеристики амортизатора, то соответствующий коэффициент сопротивления, приведенный к колесу, получается уменьшением первого в i_n^2 раз.

Чем выше передаточное число, тем в большей мере условия работы телескопического амортизатора приближаются к неблагоприятным условиям работы рычажных амортизаторов и тем чувствительнее подвеска к разного рода нарушениям нормального рабочего процесса амортизатора. Вместе с тем, большое передаточное число в подвеске обуславливает уменьшение скорости колебаний поршня v_n и облегчает решение задачи рекуперации в двухтрубных телескопических амортизаторах. Передаточное число при колебаниях в подвеске автомобилей высшего класса изменяется лишь на $\pm 3\%$, поэтому для расчетов в первом приближении можно считать $i_n \approx \text{const}$, а в тех случаях, когда это условие не выполняется, в анализ приходится вводить специальные приемы [2].

На рис. 1 показаны приведенные к колесу характеристики сопротивления передних и задних амортизаторов, которые получены с учетом i_n . Характеристики сопротивления собственно амортизаторов определены при испытаниях на специальных динамометрических стендах в диапазоне скоростей 0—100 см/сек (при различных амплитудах и частотах колебаний).

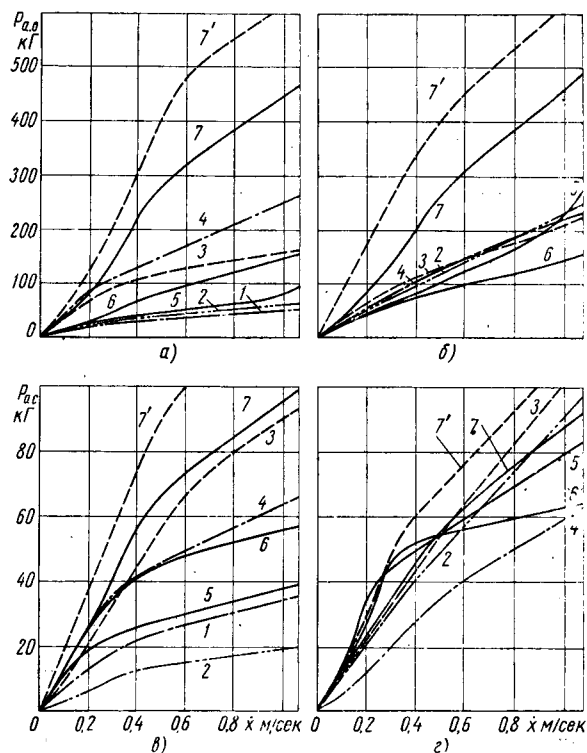


Рис. 1. Приведенные к колесу характеристики сопротивления амортизаторов:

а — передних; б — задних при отбое; в — передних; г — задних при сжатии; 1—7 — соответствуют порядковому номеру в табл. 1 (7' — соответствует усиленному сопротивлению амортизаторов); P_{x-0} и P_{a-0} — сила гидравлического сопротивления амортизатора, отбою и сжатия $x \approx i_n v_n$ — скорость относительных колебаний кузова и колес

На рис. 2 приведены осциллограммы сил сопротивления некоторых амортизаторов на высокочастотных режимах ($n = 600 \div 700$ кол/мин).

Все записи свидетельствуют об отсутствии заметного сдвига фазы сил P_a по отношению к колебаниям привода. Исключение составляют амортизаторы, закрепляемые сайлентблоками и рычажный амортизатор (рис. 2, б). В последнем случае небольшой сдвиг фазы $\Delta\varphi \leq 0,15\pi$ обусловлен упругостью рычажно-кулачковой системы (с валиком рычага), а также несовершенством дросселирующей системы и вспомогательных клапанов. Осциллограммы показывают различный характер изменения P_a в процессе колебаний, особенности работы клапанов, их вибрации и т. п. В результате испытаний, в частности, выявлено, что все амортизаторы (исключая рычажные) автомобилей высшего класса обладают высокой тепловой стабильностью.

Сила сопротивления гидравлического амортизатора, как отдельного агрегата, представляет собой сложную функцию кинематических параметров колебаний и в общем случае может быть выражена

$$P_a = P(\ddot{x}) + P(\dot{x}) + P(x) + F_{m.a.},$$

где $P(\ddot{x})$, $P(\dot{x})$ и $P(x)$ — составляющие силы сопротивления, зависящие соответственно от ускорения, скорости и перемещения поршня в цилиндре;

$F_{m.a.}$ — сила постоянного трения (сухое и полужидкостное) при $\dot{x} \rightarrow 0$.

Главной составляющей является функция скорости $P(\dot{x})$ и для ее выделения сила сопротивления P_a измерялась при $\dot{x}_{\max}$, когда $P(\ddot{x}) = 0$ и $P(x) \approx \text{idem}$, а величина $F_{m.a.}$ вычиталась из P_a .

На рис. 1 приведена составляющая $P(\dot{x})$ общей силы сопротивления, а величины $F_{m.a.}$, измеренные при малой скорости перемещения поршня $v_n < 0,05$ м/сек и приведенные к колесу, даны в табл. 1.

Абсолютные величины членов $P(\ddot{x})$ и $P(x)$ сравнительно малы, поэтому их учет при изучении колебаний автомобилей высшего класса представляет интерес только в специальных приложениях (вопросы влияния динамической «добавки» $P(\ddot{x})$ на величину производной ускорения кузова; усиление или ослабление импульсного возбуждения; вопросы регулирования сопротивления и т. п.). Вместе с тем, величина постоянного тре-

ния в амортизаторе — сила $F_{m.a.}$ — является одной из составляющих общего трения $F_{m.n}$ в подвеске и в некоторых случаях (с учетом i_n) доходит до $0,2-0,4F_{m.n}$, что требует ее оценки и нормирования, так же как и общей величины $F_{m.n}$.

Из сопоставления данных рис. 1 и табл. 1 видно, что величина $F_{m.n}$ при малых скоростях колебаний в подвеске (до $\dot{x} \leq 0,10$ м/сек) в большинстве случаев превышает среднюю силу гидравлического сопротивления двух амортизаторов подвески. Если сравнивать $F_{m.n}$ и сопротивление амортизаторов сжатия, то указанное преобладание сил постоянного трения сохраняется и при вдвое, а в отдельных случаях и при втрое больших скоростях колебаний. Учитывая, что скорости низкочастотных колебаний редко превышают $0,3$ м/сек, и, принимая закон распределения скорости этих колебаний нормальным, можно считать, что от 50 до 70% всех колебаний кузова гасится главным образом за счет сил постоянного трения в подвеске. Это необходимо учитывать при выборе параметров сопротивления каллиброванных отверстий, определяющих начальные участки характеристик амортизаторов. Вместе с тем необходимо проверять силы сопротивления амортизатора (на режиме работы клапана) с учетом возможных скоростей перемещения в подвеске и силы трения. Так, из рис. 1 и табл. 1 следует, что при резких с относительной скоростью до 2 м/сек сжатиях подвески (наезд на пороговую неровность, выступ) совместное действие сил сопротивления ($P_{a.c} + F_{m.n}$) обуславливает ускорение полдрессорной массы в пределах не более $0,5g$ (спереди и сзади над колесами).

При увеличении частоты и скорости колебаний работа сил $F_{m.n}$ быстро уменьшается до малой величины, а роль гидравлического и межмолекулярного сопротивления в гашении колебаний колес становится преобладающей. При расчетах удобно использовать парциальные коэффициенты относительного затухания.

Будем различать следующие значения коэффициента аperiodичности: $\psi_{0.9}$ — суммарный для колебаний кузова (передней или задней полдрессорной массы), с составляющими от действия сил гидравлического сопротивления $\psi_{0.a}$ и постоянного трения $\psi_{0.m}$, причем $\psi_{0.9} = \psi_{0.a} + \psi_{0.m}$; $\psi_{k.9}$ — суммарный для колебаний колес (передней или задней полдрессорной массы), с составляющими от действия сил гидравлического сопротивления $\psi_{k.a}$, постоянного трения $\psi_{k.m}$ и межмолекулярного трения $\psi_{k.ш}$, которое связано главным образом с потерями в шинах, причем $\psi_{k.9} = \psi_{k.a} + \psi_{k.m} + \psi_{k.ш}$. Эти величины ψ могут определяться экспериментально или расчетным путем с применением методов энергетической линеаризации [1]. По данным В. К. Вахламова и других авторов, можно считать $\psi_{k.ш} = 0,03 \div 0,05$ для легковых автомобилей, а в некоторых случаях и больше (для грузовых).

Согласно физиологическим исследованиям колебания с частотами $10-20$ гц сравнительно легко переносятся человеком, поэтому влияние высокочастотных колебаний колес на плавность хода ограничено. Вместе с тем, изменением характеристики сопротивления амортизаторов в пределах обычно используемых величин $\psi_{k.9} \geq 0,1$ практически невозможно уменьшить высокочастотные ускорения кузова, связанные с колебаниями колес [3]. Поэтому усиление амортизаторов на клапанном режиме ($\psi_{k.9} \geq 0,15$ при скоростях колебаний $\dot{x} \geq 100$ см/сек) имеет смысл в основном для повышения безопасности движения в различных дорожных условиях. Однако простое усиление сопротивления амортизаторов и выполнение требования $\psi_{k.9} \geq \psi_{0.9}$ [4 и 5] может неблагоприятно сказаться на увеличении удельного веса высокочастотных колебаний вибрационного диапазона и шума, особенно в случае несущей конструкции кузова.

Величины коэффициентов аperiodичности, обусловленные действием гидравлических амортизаторов, определены расчетным путем и приведены в табл. 2. В этой таблице величины $\psi_{0.a}$ действительны для колебаний полдрессорной массы с собственной частотой ω_0 при амплитуде порядка $4-5$ см (над колесами). Из табл. 2 видно, что затухание колебаний в задней подвеске в большинстве случаев определяется большими величинами $\psi_{0.a}$ и $\psi_{0.9}$, чем в передней подвеске. Это можно объяснить использованием субъективных методов оценки интенсивности гашения колебаний и стремлением сдвинуть центр зоны комфорта ближе к заднему сиденью [6]. Величины $\psi_{k.a}$ относятся к колебаниям полдрессорных масс с частотой ω_k и амплитудой, равной $0,5-0,75$ от статического прогиба шины¹ ($1,5-2,5$ см). При уменьшении амплитуды колебаний

¹ При таких амплитудах колебания колес становятся опасными, особенно на скользкой дороге.

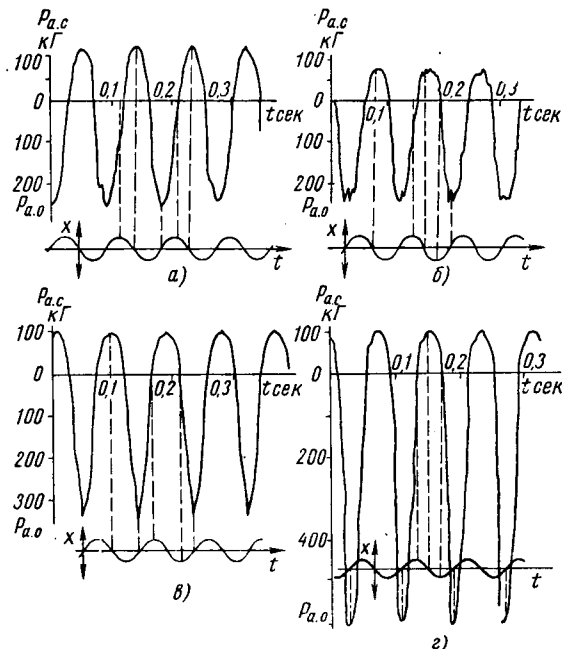


Рис. 2. Осциллограммы сил сопротивления амортизаторов:

а — переднего — Cadillac 1961 г.; б — переднего (рычажного) ЗИЛ-111; в — заднего — Линкольн — Континенталь; г — переднего (включено усиленное сопротивление) — «Мерседес-600»

Таблица 2

№ по пор.	Модель автомобиля	Передняя подвеска		Задняя подвеска	
		$\phi_{o.a}$	$\phi_{к.а}$	$\phi_{o.a}$	$\phi_{к.а}$
1	Кадилак, 1956	0,10—0,12	0,04—0,05	—	—
2	Кадилак, 1960	0,08—0,10	0,04—0,05	0,17—0,20	0,12—0,14
3	Кадилак, 1961	0,23—0,27	0,15—0,20	0,18—0,22	0,13—0,15
4	ЗИЛ-111	0,22—0,25	0,11—0,15	0,13—0,15	0,09—0,11
5	Линкольн, 1965	0,10—0,12	0,06—0,08	0,17—0,19	0,10—0,12
6	Роллс-Ройс, 1966 . . .	0,18—0,21	0,09—0,12	0,23—0,25	0,10—0,12
7	„Мерседес-600“	0,30—0,35	0,25—0,30	0,28—0,34	0,22—0,27
		0,50—0,55	0,38—0,42	0,48—0,54	0,32—0,38

* При относительной скорости колебаний в подвеске $\dot{x}=20\div 40$ см/сек.
 ** При $x=100\div 150$ см/сек.

$\phi_{к.а}$ увеличивается в пределе до $\delta\phi_{o.a}$, где $\delta \approx \frac{M\omega_0}{m\omega_k}$ для ав-

томобилей высшего класса составляет 0,9—0,95. При возрастании амплитуды колебаний колес сверх указанных величин (например, вследствие повышенной интенсивности возмущения от увеличения скорости движения при ухудшении состояния дорожного покрытия) коэффициенты аperiodичности $\phi_{к.а}$ у большинства легковых автомобилей, в том числе и высшего класса, существенно уменьшаются. Это противоречит требованиям повышения устойчивости и управляемости автомобиля. Исключение составляет автомобиль «Мерседес-600», характеристики и конструкция амортизаторов которого обеспечивают в подвесках по существу предельные величины коэффициента аperiodичности, определяемые формулой Гельфгата-Карбона

$$\phi_{o.pr} \approx 0,35 \sqrt{1 + 2 \frac{c_p}{c_{ш}}}$$

Возможность регулирования амортизаторов автомобиля «Мерседес-600» на ходу позволяет повысить затухание даже сверх предельных величин $\phi_{o.pr}$ (табл. 2, цифры в знаменателе); причем это распространяется не только на колебания поддрессоренной массы, но и на колебания неподдрессоренных масс, что более существенно. Подобное необычное решение вопросов гашения колебаний в подвеске автомобиля высшего класса следует рассматривать также в связи с особенностями упругого устройства (табл. 1 и [7]). Повышение давления воздуха в упругих элементах вместе с увеличением дорожного просвета

этого автомобиля незначительно изменяет (62 и 72) собственные частоты колебаний n поддрессоренных масс; без нагрузки $n_1=60$ спереди и $n_2=68$ сзади, а с нагрузкой $n_1=57/62$ спереди и $n_2=64/72$ сзади.

Коэффициенты относительного затухания колебаний поддрессоренных и неподдрессоренных масс приведены в табл. 2.

Увеличение нагрузки и собственных частот колебаний на 10—15% примерно на столько же уменьшает приведенные значения $\phi_{o.a}$, а величины $\phi_{к.а}$ остаются в указанных выше пределах (табл. 2).

Выполненный анализ показывает, что при создании подвесок автомобилей высшего класса возможности ее усовершенствования за счет выбора оптимальных регулируемых характеристик амортизаторов используются не во всех случаях и далеко не полностью.

Приведенные выше, а также другие специфические требования к автомобилям высшего класса накладывают определенные ограничения на выбор параметров затухания и оправдывают применение в подвеске полуавтоматически и автоматически регулируемых амортизаторов. Последние предпочтительнее, так как не отвлекают внимания водителя.

Создание перспективной системы поддрессоривания следует связывать с пневматическими, пневмогидравлическими и гидравлическими устройствами, которые открывают наиболее широкие возможности для осуществления автоматического регулирования подвески и ее элементов. Без этого дальнейший прогресс в обеспечении наилучших показателей плавности хода и высокой надежности контакта колес с дорогой невозможен.

ЛИТЕРАТУРА

1. Дербаремдикер А. Д. Гидравлические амортизаторы автомобилей. М., изд-во «Машиностроение», 1969.
2. Успенский И. Н. «Автомобильная промышленность», 1964, № 8.
3. Гельфгат Д. В. Подвеска автомобиля. Сб. статей. М., Изд-во АН СССР, 1951, стр. 43—72.
4. Mitschke M. Beitrag zur Untersuchung der Fahrzeugschwingungen, Düsseldorf, VDI — Verlag, 1962.
5. Tuczak F. «ATZ», 1968, № 7.
6. Певзнер Я. М. «Автомобильная промышленность», 1959, № 3.
7. Галашин В. А., Дербаремдикер А. Д. Резино-капроновые диафрагмы в пневматической подвеске автомобиля. Сб. статей «Пластмассы в машиностроении». М., изд-во «Машиностроение», 1964.

УДК 629.114.6:629.113.011.001.24

Расчет на изгиб кузова легкового автомобиля

Г. М. БАГРОВ, канд. техн. наук М. В. ШКОЛЬНИКОВ
НАМИ

НЕСУЩАЯ конструкция кузова легкового автомобиля является сложной пространственной статически неопределимой системой, элементы которой имеют криволинейные очертания и переменные размеры сечений. Расчет на прочность подобных конструкций очень сложен. Несмотря на то, что в литературе [1—5] изложены отдельные вопросы, связанные с расчетом прочности кузовов легковых автомобилей, пока еще нет приемлемой для практического использования теоретически и экспериментально обоснованной методики расчета.

Используя современные методы строительной механики и тонкостенных систем, а также разбив по длине конструкцию кузова на условные участки, авторы создали оптимальную методику расчета его средней части на изгиб. Для проверки принятых гипотез и предположений экспериментально исследовали несколько кузовов как отечественных, так и зарубежных. Напряжения для отдельных кузовов измерялись в 400—1600 местах. Анализ экспериментальных данных и сравнение их с расчетными позволили значительно упростить расчетную схему.

Обоснование расчетной схемы кузова при изгибе включает в себя освещение таких вопросов, как возможность перехода от реальной конструкции к расчетной схеме, выбор расчетных нагрузок, выбор экономичного метода расчета и рациональной

основной системы, вычисление расчетных значений напряжений и сравнение их с экспериментально измеренными значениями.

Рассмотрим эти вопросы применительно к несущему кузову легкового автомобиля типа седан — четырехдверный, имеющему наибольшее распространение и являющемуся, как правило, базовой моделью.

Анализ лабораторных исследований прочности и жесткости, данные эксплуатации, сопоставление значений моментов инерции различных силовых элементов позволили представить конструкцию несущего кузова легкового автомобиля, состоящей (рис. 1) из передней части (I), пассажирского салона (II) и задней части (III). При изгибе автомобиля деформируются в основном элементы конструкции, образующие пассажирский салон. Поэтому при изгибе расчетную схему кузова целесообразно представить в виде недеформируемых (абсолютно жестких) передней и задней частей и деформируемой средней части — пассажирского салона. Напряжения при этом определяются только в элементах, образующих пассажирский салон.

Значительно усложняет расчет учет криволинейности листов обшивки и стержней (оконных и дверных стоек и т. п.), образующих пассажирский салон. Анализ показал, что с достаточной для практических целей точностью криволинейные

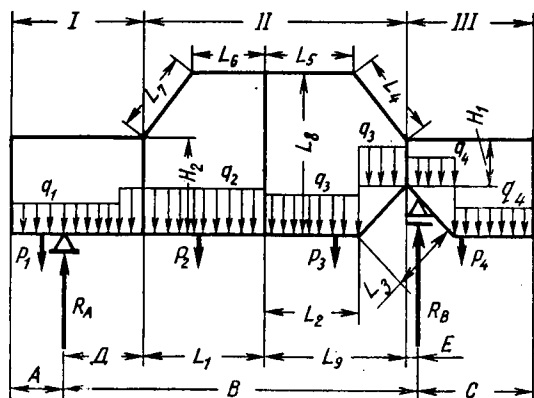


Рис. 1

стержни можно заменить прямыми, а обшивку — плоскими листами. При этом элементы каркаса, имеющие переменные по своей длине сечения, также целесообразно заменить стержнями постоянного сечения. Влияние переменности сечений на точность расчетов является самостоятельной задачей и должно быть рассмотрено особо.

Поскольку кузов легкового автомобиля симметричен относительно вертикальной продольной плоскости, то при расчете на изгиб можно рассматривать только одну его половину, точнее проекцию одной из половин кузова на плоскость симметрии. Полученную таким образом плоскую расчетную схему можно упростить за счет принятия равными нулю (ввиду их малости) некоторых углов наклона передней и задней дверных стоек, средней стойки и продольных силовых элементов крыши. Окончательно расчетная схема при изгибе представляет собой геометрическую модель боковины кузова, полученную путем соединения прямыми линиями центров тяжести узловых сечений (рис. 1). Расчетные значения моментов инерции берутся по основным сечениям элементов. Участие панелей обеспечивается учетом их приведенной ширины ($\sim 30\delta$, δ — толщина панели).

Расчетные нагрузки состоят из распределенных сил q_1, q_2, q_3, q_4 и сосредоточенных сил P_1, P_2, P_3, P_4 (рис. 1). Силы q_1, q_2, q_3, q_4 моделируют собственный вес соответствующих участков. Сосредоточенные силы моделируют вес силового агрегата P_1 , веса пассажиров P_2 и P_3 , вес багажа P_4 .

В зависимости от общей компоновки автомобиля могут меняться места веса P_1 и P_4 . Опорные реакции R_A и R_B , приведенные на рис. 1, определяются из условий равновесия сил, действующих на автомобиль. В зависимости от типа подвесок реакции R_A и R_B можно разложить на составляющие. Указанные на рис. 1 размеры не нуждаются в пояснениях. Отметим, что длины элементов, обозначенные буквой L с индексом, означают условный номер данного элемента в расчетной схеме.

Полученная расчетная схема кузова легкового автомобиля статически неопределима. При расчете в этом случае необходимо определять лишние неизвестные (перемещения или усилия). По методу перемещений строительной механики количество лишних неизвестных (перемещений) определяется следующим образом. Во всех узлах расчетной схемы вводятся шарниры, образующие таким образом вспомогательную систему. Далее накладывается такое количество связей, исключаящих угловые и линейные перемещения, чтобы вспомогательная система превратилась в статически неопределимую основную систему. Количество введенных связей равно количеству лишних неизвестных (перемещений) — в данном случае более десяти.

По методу сил строительной механики количество лишних неизвестных (усилий) определяется путем исключения соответствующего количества связей, превращающих расчетную схему в геометрически неизменяемую основную систему, для которой известны методы расчета. В частности для получения статически определимой основной системы требуется исключение максимального количества связей. Для рассматриваемой задачи это количество связей равно шести. Учитывая изложенное, для расчета кузова легкового автомобиля на изгиб принят метод сил строительной механики. Неизвестные методы сил определяются путем решения составленной для них системы

линейных алгебраических уравнений. В матричной форме эта система имеет следующий вид:

$$B=AX$$

или

$$\begin{pmatrix} \Delta_{1p} \\ \Delta_{2p} \\ \vdots \\ \Delta_{6p} \end{pmatrix} = A \begin{pmatrix} X_1 \\ X_2 \\ \vdots \\ X_6 \end{pmatrix}, \quad (1)$$

где B — матрица-столбец грузовых элементов ($\Delta_{1p} - \Delta_{6p}$);

A — матрица системы линейных алгебраических уравнений;

X — матрица-столбец искомых неизвестных.

Метод сил допускает практически неограниченное количество способов построения основных систем. Обычно стараются выбрать такую основную систему, чтобы матрица системы линейных алгебраических уравнений A и матрица-столбец искомых неизвестных X , к решению которых сводится раскрытие статической неопределимости, имели бы наибольшее число нулевых элементов. Было проведено исследование по анализу различных вариантов основных систем и, в частности, тех, которые встречаются в литературе. Этот анализ показал, что для матрицы A наиболее рационально применять основные системы метода сил, приведенные на рис. 2, а или б, а для матрицы B — на рис. 2, в; причем, если для матрицы A разрезы в расчетной схеме должны выполняться так, как показано на рис. 2, а или б, то для матрицы B разрезы можно выполнять

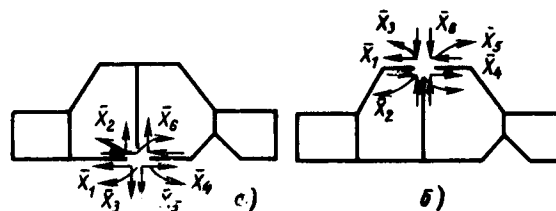


Рис. 2

в любом месте верхней части расчетной схемы. Матрица системы линейных алгебраических уравнений A для выбранных основных систем получает следующий вид:

$$A = \begin{pmatrix} \delta_{11} & \delta_{12} & \delta_{13} & \delta_{14} & \delta_{15} & 0 \\ \delta_{21} & \delta_{22} & \delta_{23} & \delta_{24} & \delta_{25} & 0 \\ \delta_{31} & \delta_{32} & \delta_{33} & 0 & 0 & 0 \\ \delta_{41} & \delta_{42} & 0 & \delta_{44} & \delta_{45} & \delta_{46} \\ \delta_{51} & \delta_{52} & 0 & \delta_{54} & \delta_{55} & \delta_{56} \\ 0 & 0 & 0 & \delta_{64} & \delta_{65} & \delta_{66} \end{pmatrix} \quad (2)$$

Из этого выражения видно, что элементы $\delta_{16} = \delta_{26} = \delta_{34} = \delta_{35} = \delta_{36} = 0$. При использовании комбинации основных систем рис. 2, а (для матрицы A) и рис. 2, б (для матрицы B) в матрице B элемент $\Delta_{1p} = 0$. Если в расчетной схеме можно принять $\theta = 90^\circ$, то тогда в матрице B элементы $\Delta_{1p} = \Delta_{4p} = 0$.

В других основных системах матрицы получаются без нулевых или с меньшим количеством нулевых элементов. Исключение составляет основная система, образуемая с помощью жестких консолей, концы которых помещены в упругие центры соответствующих участков расчетной схемы, а лишние неизвестные направлены определенным образом. Для этой основной системы большее количество элементов матрицы A может равняться нулю (по сравнению с уже разобранными вариантами основных систем). Комбинацией основной системы с жесткими связями и основных систем, показанных на рис. 2, а и б, можно добиться максимального количества равенств нулю элементов матрицы A . Однако значительная трудоемкость вычислений, связанных с нахождением упругих центров и наимыгоднейшего направления лишних неизвестных, а также получающиеся сложные эпюры от единичных сил сводят на нет использование основной системы с жесткими консолями.

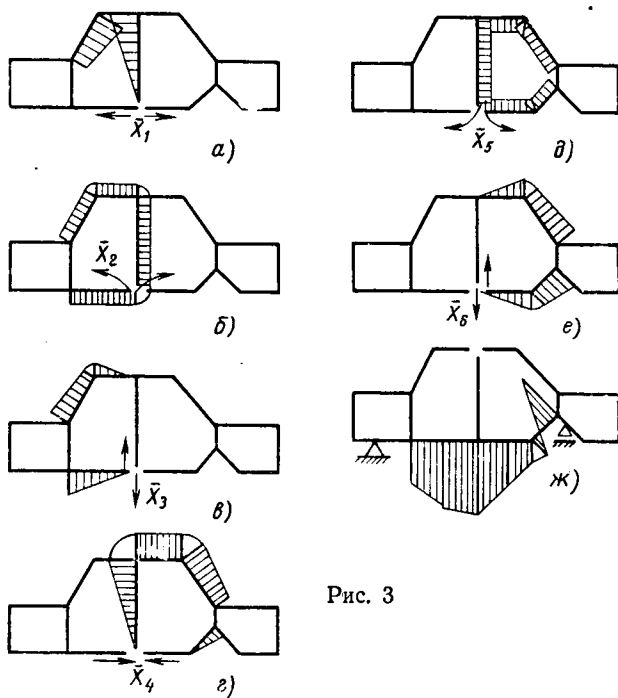


Рис. 3

На рис. 3, а—е показаны характеры эпюр изгибающих моментов в принятой основной системе от лишних неизвестных $\bar{X}_1, \bar{X}_2, \bar{X}_3, \bar{X}_4, \bar{X}_5, \bar{X}_6$. На рис. 3, ж показан характер эпюры изгибающих моментов для деформируемых элементов основной системы от внешней нагрузки. При этом криволинейные участки эпюр заменены полигонами с вершинами в точках, где действуют сосредоточенные силы. Перемножением эпюр, приведенных на рис. 3, а—е, определяются элементы матрицы A . Перемножением эпюры, приведенной на рис. 3, ж, с каждой из эпюр рис. 3, а—е определяются элементы матрицы-столбца B . Для элементов матриц A и B выведены табличные формулы при учете различного действия опорных реакций R_A и R_B . Эти формулы не приводятся из-за краткости.

Систему (1) при использовании малой вычислительной техники целесообразно решать с помощью сокращенного алгоритма Гаусса. Нами эта система решалась на ЭВМ «Минск-22» с использованием стандартных программ.

После определения лишних неизвестных можно построить результирующую эпюру изгибающих моментов M_p с использованием выражения

$$M_p = \bar{M}_p + \sum_{i=1}^6 \bar{M}_i \bar{X}_i, \quad (3)$$

где $\bar{M}_p$ — значения эпюр изгибающих моментов в основной системе от внешней нагрузки;

$\bar{M}_i$ — значения эпюр изгибающих моментов в основной системе от приложенных неизвестных (единичных) усилий;

$\bar{X}_i$ — элементы матрицы-столбца X , вычисленные путем решения системы (1).

Ввиду большой сложности конфигурации поперечных сечений элементов несущего кузова легкового автомобиля в большинстве случаев их главные центральные оси не совпадают с плоскостью действия изгибающего момента. Поэтому для определения нормальных напряжений — σ в силовых элементах кузова приходится пользоваться формулой

$$\sigma = \frac{M_p \left(Y - \frac{i_{XY}}{i_Y} X \right)}{i_X - \frac{i_{XY}^2}{i_Y}}, \quad (4)$$

где X и Y — декартовы координаты текущей точки рассматриваемого сечения;

i_X, i_Y, i_{XY} — моменты инерции и центробежный момент (относительно главных центральных осей сечения).

Изложенные методы использовались для расчета на изгиб несущих кузовов ряда массово-выпускаемых легковых автомобилей. Анализ расчетных и экспериментальных значений нормальных напряжений указывает на хорошее их совпадение практически по всем элементам исследованных кузовов, что свидетельствует о правильности гипотез и положений, принятых при расчете. На рис. 4 показаны эпюры расчетных (сплош-

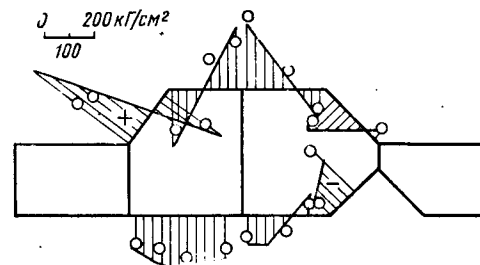


Рис. 4

ные линии) и экспериментальных (точки) напряжений для отдельных групп датчиков элементов несущего кузова легкового автомобиля Фиат-124.

Таким образом, изложенная методика расчета на изгиб пассажирского салона несущего кузова легкового автомобиля достаточно хорошо отражает изменения фактических напряжений в его элементах, что позволяет рекомендовать ее для практического использования.

ЛИТЕРАТУРА

1. Iw alow B y. W. «IAE», 1939, № 4.
2. Brz oska Z. «Archiwum Budowy». Warszawa, 1955, vol. 2, № 4; 1956, vol. 3, № 1.
3. Paw lowski I. Statyka statecznosc konstrukcji-preto-wych i ciekoseiennych, Warszawa, 1961.
4. Paw lowski I. Nadwozia samoerodowe. Warszawa, 1964.
5. Kawai H. and Koganei Y. «Mitsubishi Technical Review», 1965, vol. 2, № 1 и 3.

Пути повышения эффективности процесса зубофрезерования

С. Н. КАЛАШНИКОВ

Московский автозавод им. Лихачева

ПРИ ИЗГОТОВЛЕНИИ цилиндрических зубчатых колес из всех зуборезных операций самой трудоемкой и наиболее важной, обеспечивающей высокое качество обработки, является зубофрезерование (табл. 1).

Таблица 1

Операция	Вес стружки, в г (при обработке зубчатого колеса, где $z=42$; $m_H=m'_H=3,5$ мм; $\beta=24^\circ 40'$; $b=30$ мм; $z'=24$; $b'=7$ мм)	Время обработки одной детали в мин
Предварительное зубодолбление	22	3
Зубозакругление	3	0,66
Окончательное зубодолбление	9	1,5
Зубофрезерование	478	6
Снятие фасок с двух торцов зубьев	6	0,25
Зубошевингование	7	2,2

Примечание. z и b — соответственно число зубьев и ширина внешнего венца зубчатого колеса;
 z' и b' — соответственно число зубьев и ширина внутреннего венца зубчатого колеса.

Для повышения эффективности процесса зубофрезерования проводится большая конструкторская и исследовательская работа по усовершенствованию зубофрезерных станков, червячных фрез, технологической оснастки, созданию новых процессов, а также по повышению производительности этих станков до уровня производительности зубошевинговальных станков при обработке одного и того же изделия.

Конструкция станка. Наиболее важной задачей в повышении эффективности процесса зубофрезерования является отработка конструкции зубофрезерного станка и повышение его статической жесткости, которая должна обеспечивать взаимную точность между режущим инструментом и обрабатываемым колесом. Статическую жесткость станка можно повысить за счет увеличения его веса.

В табл. 2 (данные фирмы Либхер) показано увеличение веса и мощности привода зубофрезерных станков за последние 20 лет.

Таблица 2

Год выпуска станка	Максимальный диаметр обрабатываемого колеса в мм	Вес станка в кг	Мощность привода станка в кВт
1945	350	1500	1,5
1956	300	4400	4
1964	400	5400	6,5

Важное значение имеет и динамическая жесткость станка, которая, наряду с обеспечением точности расположения инструмента и изделия, позволяет уменьшить вибрации инструмента и изделия, возникающие из-за прерывистого резания червячной фрезой. Вибрации в процессе резания снижают стойкость инструмента, вызывают поломку зубьев фрезы, ухудшают качество поверхности и точность обработки.

Современные станки оборудованы короткой кинематической цепью, широкими и длинными направляющими; в ряде случаев косозубые колеса нарезаются с бездифференциальной настройкой; увеличена длина суппорта фрезы и каретки стола.

Для обеспечения равномерного перемещения суппорта и спокойного резания в паре винт—гайка механизма подачи фре-

зы винт соединен с гидроцилиндром, обеспечивающим прилегание гайки к одной стороне нитки винта.

На приводном валу шпинделя фрезы установлен маховик и сохранен незначительный боковой зазор (0,02—0,03 мм) между зубьями приводных зубчатых колес. Зазор регулируется при помощи приводных зубчатых колес, изготовленных с коническими зубьями, либо при помощи зубчатого венца большого колеса, сделанного разъемным.

Для зубофрезерных станков массового производства нецелесообразно изготовлять делительное колесо большого диаметра. Точность изготовления делительных червячных колес достаточно высока, в то же время делительное колесо уменьшенного диаметра удобно для обслуживания станка в результате приближения зоны загрузки и выгрузки детали к рабочему месту. Однако диаметр обрабатываемого колеса не должен превышать наружный диаметр делительного червячного колеса.

На станках для скоростного зубофрезерования в связи с образованием большого количества стружки особенно важное значение приобретают отвод стружки и подача смазочно-охлаждающей жидкости в зону резания. Для отвода стружки на станки необходимо устанавливать транспортеры, лучше всего выносные магнитные.

Для обеспечения подачи охлаждающей жидкости (70—90 л/мин) на зубофрезерных станках следует устанавливать шестеренчатые насосы, так как у крыльчатых насосов после трех—пяти месяцев работы производительность и давление подаваемой жидкости резко снижаются.

Подаваемую жидкость необходимо очищать не только от стружки, но даже от мельчайших частиц металла, которые отрицательно действуют на режущие кромки инструмента.

В нормальном исполнении новые зубофрезерные станки при испытании на заготовках повышенной точности должны обеспечивать шестую степень точности по ГОСТу. В производственных условиях точность зубчатых колес перед шевингованием при хорошей подготовке базовых поверхностей заготовки и обработке червячными фрезами класса А должна выдерживаться не грубее седьмой степени. Важнейшими параметрами зуба, которые должны выдерживаться в пределах жестких допусков, являются: профиль зубьев, радиальное биение, ошибки шага и особенно направление зубьев.

Режимы резания. Выбор режимов резания в значительной степени зависит от модуля и обрабатываемого материала зубчатого колеса. Применяемый в автомобильной промышленности материал для изготовления зубчатых колес, обладающий пределом прочности на растяжение 60—80 кг/мм² и твердостью HB 156—207, позволяет современным зубофрезерным станкам работать при скорости резания 60—80 м/мин и подаче 3—5 мм/об.

При выборе режимов в этих пределах желательно идти по пути повышения подачи, а не скорости резания, так как при повышении скорости резания стойкость инструментов снижается в большей степени.

Повышение подачи в большей степени влияет на увеличение волнистости и понижение точности. При последующей обработке зубьев колес шевингованием повышенная волнистость при соблюдении необходимой точности существенно на процесс шевингования не влияет.

На рис. 1 приведен рекомендуемый фирмой Карл Хурт припуск под шевингование.

Способ обработки. Известны два способа нарезания зубьев — с попутной и встречной подачами. Опыты показали, что при работе с попутной подачей, вследствие благоприятных условий для образования стружки, период стойкости инстру-

мента увеличивается на 20—30%. В этом случае, повышая скорость резания или подачи, можно обрабатывать то же самое количество зубчатых колес при том же примерно износе, но за более короткое время.

Это простейшее мероприятие, не требующее дополнительных затрат, кроме увеличения производительности, улучшает чистоту поверхности на профиле зубьев и уменьшает образование заусенцев на торцевых поверхностях зубчатого венца.

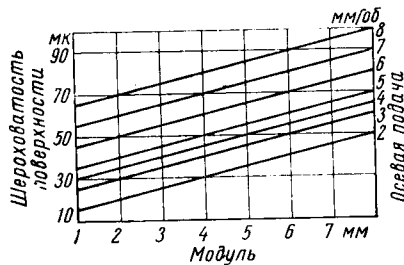


Рис. 1. Рекомендуемый припуск под шевингование в зависимости от модуля и осевой подачи

Автоматическое перемещение фрезы вдоль оси. Особенно большое значение для повышения экономического эффекта при использовании фрезы имеет устройство для автоматического перемещения червячной фрезы вдоль оси.

В процессе резания зубья фрезы снимают различную по величине стружку в зависимости от ее положения относительно обрабатываемого колеса. Одни зубья снимают большой слой металла, другие — небольшой, а многие вообще не участвуют в резании. Зубья нагружены по-разному, поэтому износ их также различен. Более нагруженные режущие кромки зубьев фрезы имеют больший износ.

В процессе заточки в один размер сошлифовываются как изношенные зубья, так и те, которые не участвовали в резании и не изношены. Чтобы устранить этот недостаток (полностью использовать все зубья фрезы и надежно перемещать из одного положения в другое без затраты дополнительного ручного времени) создано устройство для автоматического перемещения фрезы. По сравнению с ручным ступенчатым перемещением оно, кроме сокращения времени на передвижение, позволяет повысить период стойкости инструмента на 15—25% или обрабатывать с повышенными скоростью резания и подачей. После каждого шагового перемещения пиноль или шпindel фрезы необходимо автоматически закреплять, чтобы обеспечить требуемую жесткость этой системы в процессе резания.

На станках с автоматическим перемещением фрезы особенно эффективно работать удлиненными червячными фрезами. Инструмент для заточки необходимо менять после работы одной или половины рабочей смены.

Режущий инструмент. Материал и конструкция червячной фрезы играют важную роль в повышении производительности и периода стойкости. Червячные фрезы, изготовленные из стали Р18, экономично применять при работе на скорости резания до 35—40 м/мин, а на более высоких скоростях резания — нецелесообразно.

В настоящее время в автомобильной промышленности наиболее эффективным материалом для изготовления червячных фрез является сталь Р9К10. На Московском автозаводе им. Лихачева червячные фрезы из этой стали применяют во время обработки зубчатых колес при скорости резания 60—65 м/мин и подаче 3,0—3,5 мм/об. Значительное увеличение стойкости обеспечивают фрезы повышенной твердости. По данным Московского автозавода им. Лихачева стойкость фрез повышенной твердости (HRC 65—67) на 30—50% выше, чем фрез обычной твердости (HRC 63—64); причем фрезы повышенной твердости более склонны к сколам в процессе резания, что следует учитывать при термообработке.

По данным зарубежной печати в автомобильной промышленности ведущих стран применяют три различных типа червячных фрез. В США применяют только цельные червячные фрезы с нешлифованным профилем, получившие название «черных фрез». В последнее время эти фрезы применяют и на европейских автозаводах в Англии и ФРГ. В ФРГ около 80% составляют сборные червячные фрезы со вставными рейками. В Англии используют главным образом цельные фрезы со шлифованным профилем и только частично (5%) сборные.

В отечественной автомобильной промышленности применяют в основном сборные червячные фрезы различных конструкций.

Цельные червячные фрезы с нешлифованным профилем. Такие фрезы изготавливают из молибденовой стали, менее склонной к деформациям в процессе закалки, на токарно-затыловочных станках повышенной жесткости и точности с закаленным шлифованным винтом для перемещения суппорта инструмента. Фрезы с нешлифованным профилем по сравнению с фрезами со шлифованным профилем допускают большее количество переточек за счет увеличенной ширины рейки. У фрез со шлифованным профилем, ширина рейки меньше даже при очень малом диаметре шлифовального круга (почти 1/3 часть зуба рейки остается нешлифованной).

Фрезы с нешлифованным профилем обеспечивают более высокую стойкость благодаря большим боковым и задним углам на профиле зуба рейки. У фрез со шлифованным профилем в процессе шлифования малые круги высокой твердости быстро засаливаются и вызывают значительный нагрев режущих кромок и снижение их твердости. Последнее также снижает стойкость инструмента.

Недостатком цельных червячных фрез с нешлифованным профилем является более низкая точность изготовления (класс С вместо класса А). Американские специалисты считают, что допустимо нарезание зубьев под шевингование «черными фрезами» указанной точности на современных зубофрезерных станках высокой точности и жесткости.

Отечественная автомобильная промышленность еще не имеет достаточного опыта в изготовлении и эксплуатации цельных червячных фрез с нешлифованным профилем. Однако, пользуясь опытом Московского автозавода им. Лихачева, уже теперь фрезы с нешлифованным профилем можно успешно применять под последующее получистовое фрезерование и шлифование, исключая шевингование.

Многочисленные испытания и опыт внедрения показали, что «черные фрезы» из стали Р18 по сравнению с обычными фрезами со шлифованным профилем стабильно обеспечивают как при обработке зубчатых колес, так и шлицевых валов повышенные стойкости в 2 раза.

Фрезы с нешлифованным профилем в ряде случаев весьма эффективны, поэтому дальнейшая работа должна проводиться в повышении точности их изготовления, изыскания новых режущих сплавов и их термической обработки, а также создания жестких и точных токарно-затыловочных станков.

Сборные червячные фрезы. За последние годы конструкция этих фрез значительно усовершенствована.

На рис. 2 приведена конструкция сборной фрезы, широко применяющейся на зарубежных автомобильных заводах при работе на скоростных режимах резания.

Рейки фрезы плотно устанавливаются в пазы корпуса и дополнительно удерживаются запрессованными с обих торцов кольцами. Плотная посадка реек гарантирует высокую жесткость и устойчивость против осевого перемещения.

Профиль реек шлифуется либо в корпусе фрезы с поворотом рейки, либо в специальном технологическом корпусе как винт

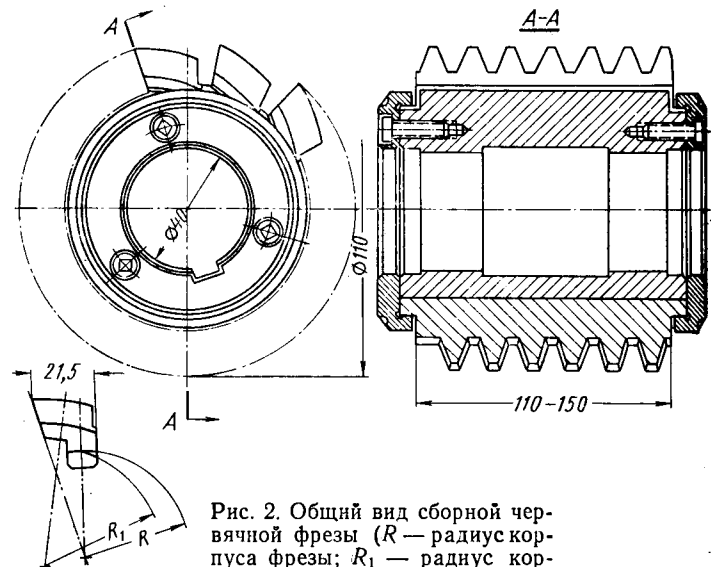


Рис. 2. Общий вид сборной червячной фрезы (R — радиус корпуса фрезы; R₁ — радиус корпуса приспособления)

(без затылования) на резьбошлифовальном станке. Применение в этих условиях шлифовальных кругов большого диаметра и охлаждающей среды позволяет повысить производительность и качество изготовления сборных фрез при высокой стойкости шлифовальных кругов.

У сборных фрез значительно увеличена ширина режущей части рейки, благодаря чему количество возможных переточек увеличено в 2 раза.

В результате увеличения длины рейки на 20—40% достигается соответствующее дополнительное повышение стойкости и возможность использования их для диагонального и других методов зубофрезерования.

Кроме экономии вольфрама и других легирующих элементов сборные фрезы по сравнению с цельными обладают более высокой стойкостью и производительностью из-за лучшей прокаливаемости реек малого поперечного сечения и безупречной термической обработки.

При шлифовании реек сборных фрез как винта за счет увеличения задних углов на 3—5° и боковых на 1 и 2,5° достигается не только повышение стойкости, но и хорошая обрабатываемость самых различных материалов. Вольшая стойкость корпуса фрезы позволяет многократно менять рейки.

Фрезы со вставными рейками по сравнению с цельными дороже, более трудоемки в изготовлении, а также имеют больший диаметр, что заставляет работать ими на меньших оборотах, если сохранять одинаковую скорость резания. Однако, как показывает опыт эксплуатации и расчеты ряда зарубежных фирм, сборные фрезы увеличенного диаметра позволяют работать с большими подачами и до полного износа обрабатывать значительно больше деталей, в результате чего дополнительные затраты на изготовление не только окупаются, но и достигается определенная экономия.

Для отечественной автомобильной промышленности в качестве основных фрез следует рекомендовать удлиненные сборные фрезы с большой используемой шириной зуба рейки.

Червячные фрезы с заборным конусом. Эти фрезы более экономично применять при зубофрезеровании зубчатых колес с углом спирали свыше 30—35°.

В данных условиях у фрез обычной длины почти вся используемая длина находится в зацеплении с обрабатываемым колесом, поэтому при таких фрезах либо допускается небольшое передвижение, либо совсем отсутствует возможность перемещения вдоль оси. Кроме того, достаточно велик путь резания фрезы в зубчатое колесо.

Наличие заборного конуса на фрезе позволяет повысить производительность за счет сокращения величины врезания инструмента в зубчатое колесо и увеличить стойкость инструмента за счет восприятия наибольшей нагрузки при резании зубьями заборной части, которые ниже по высоте, а следовательно, меньше подвергнуты износу.

Хорошим примером для применения червячных фрез с заборным конусом в автомобилестроении являются зубчатые колеса распределения. Так, например, при внедрении фрез с заборным конусом на чугунном колесе кулачкового валика У-образного двигателя ЗИЛ-130 время обработки двух деталей уменьшено с 17 до 10 мин, стойкость фрезы увеличена на 85%. Производительность повышается за счет сокращения величины врезания инструмента и увеличения числа оборотов его при сохранении прежней скорости резания (диаметр фрезы уменьшен со 110 до 90 мм). Вес фрезы снижен на 3 кг.

Твердосплавные червячные фрезы. Некоторые зарубежные фирмы проводят большую исследовательскую работу по испытанию твердосплавных червячных фрез. Фирма Лоренц (ФРГ) на автозаводах Форд и Опель провела испытание четырех типов твердосплавных фрез: сборной конструкции фирм Клингельберг, Фетте и Сапор, а также цельной фрезы швейцарской фирмы Микрон.

Рассмотрим результаты испытания цельной двенадцатирековой однозаходной червячной фрезы фирмы Микрон, изготовленной по классу точности АА. Наружный диаметр фрезы 88 мм, длина 90 мм, диаметр отверстия 27 мм. Параметры обрабатываемого стального колеса: $z=34$, $m_n=2,54$ мм, $\alpha=16^\circ 30'$, $b=24$ мм, сопротивление на разрыв 60—65 кг/мм².

Обработка велась пакетом из трех заготовок на зубофрезерном станке фирмы Лоренц модели LF315 без охлаждения при скорости резания 200 м/мин и осевой подаче 4,25 мм/об. Время обработки одной детали 23 сек. На рис. 3 приведены кривые, полученные при обработке 42 деталей (кривая 1), 84 деталей (кривая 2), 126 деталей (кривая 3), 168 деталей (кривая 4). Стойкость фрезы при износе 0,2 мм на одну установку фрезы

составила (рис. 3) 168 деталей (точка I), на две установки — 336 деталей (точка II), а на три — 504 детали (точка III).

При испытании твердосплавных червячных фрез изучались: надежность работы станка и зажимного приспособления, стойкость инструмента и точность обработки зубчатых колес. По предварительным данным установлено, что жесткость существующих станков недостаточна. В связи с резким увеличением

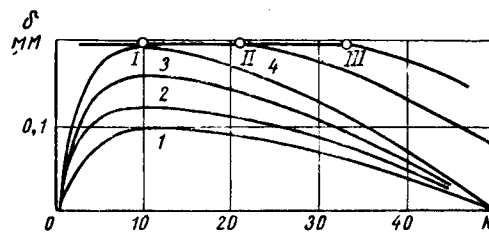


Рис. 3. Характер износа δ зубьев твердосплавной червячной фрезы (N — номера зубьев фрезы)

числа оборотов фрезы (800 и выше) и увеличением осевой подачи необходимо конструировать новые зубофрезерные станки большей жесткости и мощности двигателя, с более жесткой фрезерной головкой, с суппортом, с короткой кинематической цепью. Литые детали, помимо ребер, должны иметь более толстые стенки.

Износ зубьев фрезы при скорости резания 200 м/мин и выше увеличивается крайне медленно.

Точность обработки по направлению зуба и эвольвенте обеспечивается на уровне обычного зубофрезерования. Зубофрезерование твердосплавными червячными фрезами прогрессивно. Применение этого метода позволит повысить производительность не менее чем в 5—6 раз.

Многозаходные фрезы. Эти фрезы являются надежным средством повышения производительности.

При использовании двухзаходных фрез подача по отношению к однозаходной фрезе должна быть уменьшена на 30—40%.

Трехзаходные фрезы рекомендуется применять при черновом зубонарезании под получистовую обработку. При обработке венца маховика можно применять пяти- и семизаходные фрезы.

Комбинированные зубофрезерные станки. В последнее время наметилось новое направление в расширении технологических возможностей зубофрезерных станков. Фирмой Пфаутер создан станок модели RA200 Комби (рис. 4) для одновременного зубофрезерования и зубодолбления двух

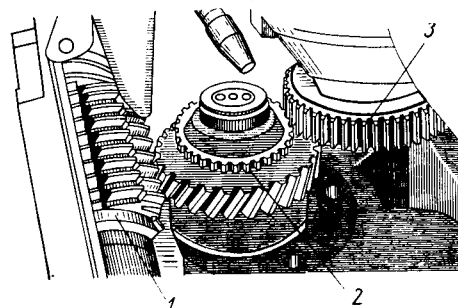


Рис. 4. Схема одновременной обработки двухвенцового зубчатого колеса на зубофрезерном станке Комби:
1 — червячная фреза; 2 — зубчатое колесо;
3 — долбяк

или трех зубчатых венцов. Станок изготовлен на базе зубофрезерного станка, зубодолбежная головка установлена вместо задней колонны.

На станках Комби в противоположность традиционному долблению процесс резания происходит с более быстрой круговой и более медленной радиальной подачами. Относительно медленная радиальная подача способствует равномерному распределению нагрузки и тепла, стойкость долбяка повышается.

Станки Комби обладают рядом преимуществ. Основные из них: более короткое время изготовления одной детали благодаря одновременной обработке обоих зубчатых венцов.

Для обработки двухвенцового колеса необходим один станок и одно зажимное приспособление. При этом сокращается стоимость оборудования, производственная площадь и т. д. Повышается и точность обработки, так как оба венца нарезаются за одну установку.

Благодаря высокой производительности и точности обработки станки Комби широко применяются в серийном и массовом производстве. Учитывая растущие потребности в указанных станках, фирма приступила к созданию комбинированных станков на базе более крупных моделей Р400 и Р630.

Автоматизация станков. В условиях массового производства за счет сокращения потерь времени при многостаночном обслуживании и работы станков в обеденные перемены, автоматизированные зубофрезерные станки повышают производительность на 15—20%.

Несмотря на то, что автоматизация станков, кроме повышения производительности, значительно облегчает условия труда рабочего, повышает и стабилизирует качество обработки, до сих пор очень медленно происходит процесс отработки надежных типовых загрузочных устройств и оснащение ими отечественных зуборезных станков.

На некоторых ведущих зарубежных автозаводах до 75% зуборезного оборудования автоматизировано. Наибольшее распространение получили магазины, расположенные вокруг задней колонны станка. Эти магазины емкостью на 1,5—3,0 ч работы станка просты в обслуживании и надежны в работе.

Другой тип магазина емкостью на 8 ч непрерывной работы станка, зарекомендовал себя во время работы в вечернюю и ночную смену при весьма опраниченном наблюдении. Предусмотренные различного рода блокирующие устройства выключают работу станка в случае нарушения его нормальной работы.

УДК 621.73.073—112:621.73.077.001.5

Исследование гидравлического зажимного устройства для штампа с разъемными матрицами

Канд. техн. наук Л. И. ЖИВОВ, В. Г. КУИМОВ

Запорожский машиностроительный институт.
Запорожский проектно-конструкторский технологический институт

СОЗДАНИЕ надежной конструкции штампа с разъемными матрицами для универсального кривошипного пресса связано с некоторыми трудностями, к числу которых относится необходимость разработки устройства смыкания полуматриц к моменту начала формообразования и, в дальнейшем, сохранение их в сомкнутом положении. В конце процесса во время заполнения фигуры и компенсационных полостей штампа металлом возникают значительные распорные усилия, составляющие 0,1—1 от усилия деформирования.

Усилие смыкания полуматриц, достигающее в конце формообразования детали 100—300 Т и более, трудно или даже невозможно обеспечить тарельчатыми пружинами, а известные механические, пневматические и пнеумогидравлические системы сложны или громоздки.

Запорожским проектно-конструкторским технологическим институтом разработано [1] и совместно с Машиностроительным институтом им. В. Я. Чубаря исследовано несколько конструкций гидравлических устройств для штампа с разъемными матрицами, обеспечивающих усилие смыкания полуматриц по ходу ползуна кривошипного пресса 0—60 Т. Малые габариты гидроустройства позволяют вписывать в штамповое пространство пресса 1—4 таких механизмов в зависимости от необходимого усилия.

Экспериментальный штамп для изготовления крестовины кардана с гидроустройством (рис. 1), развивающим усилие 40 Т, состоит из верхнего 1 и нижних 2 и 3 башмаков. В верхнем башмаке неподвижно закрепляется верхняя полу-

матрица 4 с выталкивателем 5. К башмаку 3 прикрепляется корпус 6, в котором установлены неподвижно пуансон 7 и подвижно полуматрица 8, движение последней вверх ограничивается стопорным кольцом. В нижних башмаках расположено гидроустройство, состоящее из толстостенного цилиндра 9, плунжера 10 с крышкой 11, уплотнения из капролона 12 и иглы 13.

Гидравлическая полость заполняется вязкой жидкостью (маслом индустриальным 45, силиконовой жидкостью и др.). Полость в крышке, отделенная гибкой диафрагмой от гидравлической полости, заполняется газом, имеющим давление $p_2 = 60 \pm 10 \text{ кг/см}^2$, который удерживает и возвращает плунжер в исходное верхнее положение.

В процессе выдавливания металла плунжер, постоянно находящийся в соприкосновении с полуматрицей, перемещается вниз и вытесняет жидкость из гидравлической полости через кольцевое отверстие переменного сечения между плунжером и иглой. Усилие смыкания полуматриц возникает при перетекании жидкости через эту узкую щель, так как известно, что во время прохождения через зазоры жидкость оказывает сопротивление перемещению и чем меньше абсолютная величина зазоров, тем сопротивление больше [2]. Возникающая сила стремится удержать полуматрицы в сомкнутом положении через плунжер и крышку.

При проектировании или проверочном расчете гидроустройства считаются известными или задаются следующие величины: усилие смыкания полуматриц в каждом положении плунжера Р, количество гидроцилиндров n, радиус плунжера R и отверстия в нем r₂, скорость плунжера u, длина рабочей части щели L, физические свойства жидкости (вязкость, сжимаемость и т. д.):

$$P = pFn + P_m, \quad (1)$$

где p — давление жидкости в гидравлической полости; F — площадь плунжера без площади отверстия в нем; P_m — сила трения в уплотнении (2—3% от P).

Из уравнения (1) определяют p для каждого положения плунжера. При этом, исходя из механических характеристик жидкостей и прочности деталей устройства, величина давления должна быть ограничена до 2000—2500 кг/см².

Обозначим $\Delta p = p - p_2$. Тогда площадь щели f между плунжером и иглой при перепадах давления 100—150 кг/см² определяем из уравнения расхода

$$Q = \mu f \sqrt{\frac{2 \Delta p \gamma}{\eta}}, \quad (2)$$

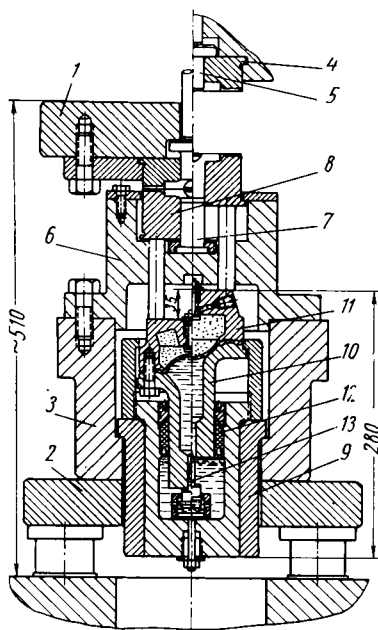


Рис. 1. Экспериментальный штамп с гидрозажимом полуматриц

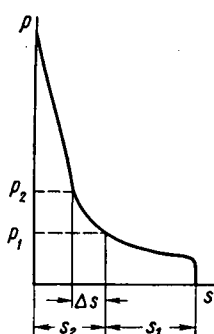


Рис. 2. График изменения давления в гидроцилиндре в зависимости от хода плунжера

где μ — коэффициент расхода, определяемый в зависимости от числа Рейнольдса [3];
 g — ускорение силы тяжести;
 γ — объемный вес жидкости.

При указанных давлениях на пути плунжера s_1 (рис. 2) сжимаемостью жидкости можно пренебречь, тогда $Q = uF$.

Однако при высоких давлениях, когда течение жидкости в узкой (капиллярной) щели становится ламинарным, необходимо учитывать как сжимаемость жидкости в цилиндре (особенно на участке s_2 , когда щель полностью перекрыта иглой), так и изменение вязкости жидкости вдоль всего потока

$$\Delta s = \frac{uW}{K(uF - Q_m)} \ln \frac{B_0 + Kp_2}{B_0 + Kp_1}, \quad (3)$$

где W — объем жидкости в гидравлической полости при положении плунжера в начале участка Δs ;

p_1 и p_2 — давления жидкости в начале и конце участка Δs ;

B_0 — модуль объемной упругости жидкости при атмосферном давлении, равный $19\,000 \text{ кг/см}^2$ при $t=20^\circ$ для масла индустриального 45 и $14\,500 \text{ кг/см}^2$ для силиконовой жидкости;

K — коэффициент, определяющий изменение $B=f(p)$, для масла индустриального 45 равный 10,25, для силиконовой жидкости — 12,75.

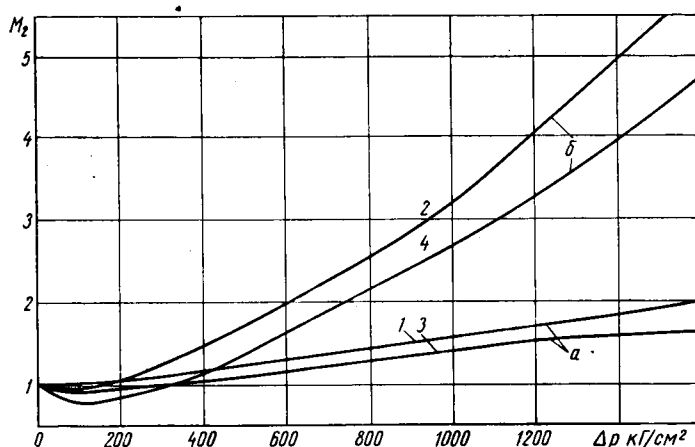


Рис. 3. Зависимость изменения коэффициента M_2 от перепада давления для силиконовой жидкости (а) и масла индустриального 45 (б):

1 и 2 — при $\Delta p_2 = 5 \text{ кг/см}^2$; 3 и 4 — при $\Delta p_2 = 80 \text{ кг/см}^2$

Теоретический расход через щель условно-несжимаемой жидкости равен

$$Q_m = \frac{\pi r_2 \delta_0^3 \Delta p M_1 M_2}{6\mu_0 L} - \pi r_2 \delta_0 u, \quad (4)$$

где δ_0 — зазор между радиусом отверстия r_2 в плунжере и радиусом иглы r_1 на входе;

μ_0 — динамический коэффициент вязкости при температуре жидкости в начале потока;

M_1 и M_2 — коэффициенты, учитывающие соответственно конусность щели [4] и изменение вязкости вдоль потока длиной L [значения коэффициента $M_2=f(\Delta p)$ показано на рис. 3].

Теоретические расчеты и предположения проверены на экспериментальном штампе (рис. 1) при получении образцов поковок. На основании экспериментального образца разработано гидроустройство в промышленном варианте. Усилие, развиваемое гидроустройством, в зависимости от хода плунжера s и скорости u показано на рис. 4.

Испытание гидроустройства проводилось на кривошипном прессе усилием 800 т. Усилие, скорость ползуна, время и крайнее нижнее положение ползуна регистрировались на стандартной измерительной аппаратуре: осциллографе модели И-102 и усилителе модели ТА-5. В качестве рабочей жидкости применяли смесь из 85% силиконовой жидкости (ПЭС-5) и 15% вазелинового масла, которое добавлялось для лучших смазывающих качеств смеси. У этой жидкости высокие температурно-вязкостные характеристики, высокая механическая прочность; она огнеупорна и обладает хорошей сжимаемостью.

Длительные испытания гидроустройства показали надежную работу механизма с получением заданного усилия. Испытания проводились с темпом 25–30 ход/мин в течение нескольких смен, при этом за смену нагружение осуществляли 4–6 тыс. раз. Общее количество нагружений без заправки жидкостью и газом составило 51 000. В процессе испытания температура жидкости контролировалась чувствительной хромель-копелевой термпарой с записью на бумагу потенциометра. Изменение температуры с 20 до 70° привело к незначительному уменьшению усилия на ~10%. Однако при проектировании промышленных штампов для получения стабильной характеристики гидроустройства желательно применять охлаждение его корпуса.

Разделение гидравлической полости на две камеры низкого (над плунжером) и высокого давления (под плунжером) позволило снизить до 100–120 кг/см² давление на уплотнения и диафрагму.

На основании проведенных исследований разработаны конструкции штампов для кривошипного горячештаповочного пресса 1600 и 2500 Т для одно- и двухпереходной штамповки. При этом избыток металла выходит в специальные окна между полуматрицами.

Положительные результаты исследований новых конструкций гидрозажимного устройства штампа дают основания для широкого промышленного испытания их в штампах с разъемными матрицами.

ЛИТЕРАТУРА

1. «Бюллетень изобретений и товарных знаков», 1967, № 18. Авторское свидетельство № 201898.
2. Башта Т. М. Гидравлические приводы летательных аппаратов. Изд-во «Машиностроение», 1967.
3. Янъшин Б. И. Истечение вязкой жидкости через кольцевые и прямоугольные щели. Сб. МВТУ «Гидромашиностроение». Машгиз, 1949, № 5.
4. Никитин Г. А., Дихно В. И. «Гидропривод и гидропневматика». Межведомственный республиканский научно-техн. сб. Киев, 1968, № 3.

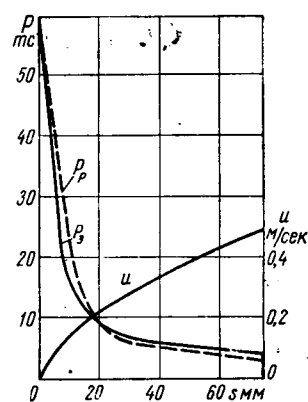


Рис. 4. Зависимость усилия сопротивления движению плунжера от хода:

P_p — расчетное усилие;
 P_s — экспериментальное усилие

О влиянии макроотклонения шеек коленчатых валов на износ подшипников

(В порядке обсуждения)

И. М. ЦОЙ

Горьковский автозавод

ИСХОДНАЯ макрогеометрия коленчатого вала является одним из главных технологических факторов, определяющих последующие характер и динамику износа деталей подшипников.

Влияние макроотклонений на интенсивность износа трущихся деталей изучалось многими исследователями, однако взаимосвязь между этими показателями у подшипников коленчатого вала до настоящего времени не установлена.

Основной трудностью при исследовании макрогеометрии является отсутствие объективных критериев сравнения макроотклонения детали.

Все существующие показатели отклонения формы, определяемые ГОСТом 10356—63, не характеризуют в достаточной мере форму в случае оценки ее влияния на износ детали. Элементарные виды отклонения (овальность, конусность и т. д.), оцениваемые чаще всего при микрометрировании, являются в основном теоретическим представлением некоторых редко встречающихся реальных форм деталей.

В условиях массового производства из-за влияния множества производственно-технологических факторов макроотклонения на поверхности детали как по величине, так и по форме имеют самые разнообразные виды, которые трудно оценить показателями, указанными в ГОСТе. Например, при одной и той же величине некруглости H (рис. 1, а) и овальности (рис. 1, б) геометрические формы детали существенно отличаются друг от друга.

Кроме того, все существующие показатели оценки формы детали имеют отдельные оценочные параметры как в продольном, так и в поперечном ее сечениях. Это вызывает трудности в выборе параметров сравнения формы при исследовании роли макрогеометрии на износ детали, поскольку отдельные показатели в большинстве случаев для одной и той же детали не равны между собой и колеблются в широком диапазоне.

Рассмотрим новые показатели оценки макроотклонения детали.

Влияние макрогеометрии сопряженных деталей на износ подшипников коленчатого вала, работающих на режиме динамической нагрузки, зависит при прочих равных условиях в основном от минимальной толщины масляной пленки, которая составляет [1] 3—6 мк, а по экспериментальным данным [2 и 3] — 3—15 мк.

Следовательно, в этих условиях работы подшипников на отдельных выступающих частях макронеровностей детали возможно контактное трение и повышенный износ. Однако вероятность контактирования отдельных участков (пятен) макронеровностей, а также их износостойкость при прочих равных условиях будут зависеть не только от величины по высоте, но и от характеристики их опорной части. По мере износа наиболее выступающих вершин макронеровностей увеличится вероятность действия меньших по величине отклонений, расположенных по всему контуру поверхности трения детали.

Все это подтверждается анализом свыше 75 макропрофилограмм [4] коренных шеек коленчатых валов, снятых до

и после стендовых испытаний: чем «острее» формы отдельных неровностей при одной и той же величине отклонения, тем интенсивнее износ подшипников.

Следовательно, при оценке отклонений форм детали на износ необходимо исходить из вероятности наибольшего влияния отдельных макронеровностей, расположенных по поверхности трения.

Таким показателем является средняя величина макроотклонения, полученная из статистического анализа макропрофилограмм детали. При этом макроотклонения оцениваются как с количественной (по высоте), так и с качественной (по опорной части) сторон. Под количественной оценкой подразумевается статистический анализ макронеровностей, проводимый по макропрофилограмме детали, а под качественной — характеристика их опорной части.

Для такой оценки необходимо: по частоте p распределения ординат колебания макропрофилей поперечного ($s=2\pi R$) и продольного B сечений детали, полученных статистическим их анализом, определить в отдельности средние значения отклонений (рис. 2, б); применять методику качественной оценки профилей по шероховатости поверхности детали [5 и 6].

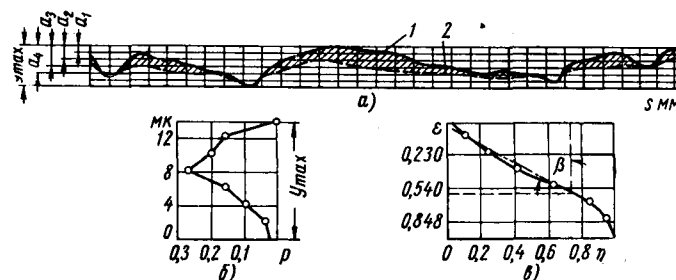


Рис. 2. Макропрофилограмма поперечного сечения коренной шейки (увеличение в 1000 раз):

а — до износа (кривая 1) и после износа (кривая 2); б — распределение значений ординат колебания макропрофиля; в — опорная макрогеометрическая характеристика

Методика [5 и 6] использована для анализа кривой макрогеометрической поверхности детали, поэтому график в дальнейшем будем называть кривой опорной макрогеометрической поверхности детали. Для построения этой характеристики необходимо вычислить отдельно по продольному и поперечному сечениям макропрофилограммы детали для каждого значения сближения a :

1. Отношение сечения выступа ΣS_i к контурной длине профилограммы S

$$\eta_i = \frac{\Sigma S_i}{S},$$

где ΣS_i — суммарная длина участков выступов макронеровностей в рассматриваемом сечении.

2. Относительные значения сближения

$$\epsilon_i = \frac{a_i}{y_{\max}},$$

где a_i — сближение;

$y_{\max}$ — максимальное отклонение.

Следовательно, по каждому сечению детали имеем по два графика, один из которых характеризует количественную (по оси ординат), а второй — качественную (по оси абсцисс) стороны макронеровностей детали.

По средней величине макроотклонения следует определить относительный коэффициент сближения ϵ , а по нему — значе-

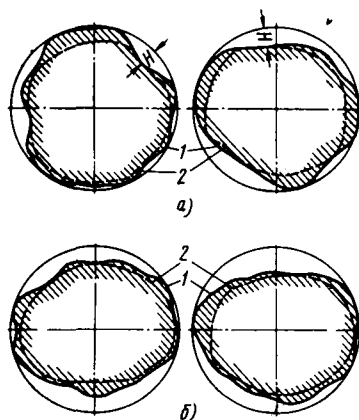


Рис. 1. Макропрофилограммы коренных шеек коленчатого вала (увеличение в 1000 раз); 1 — до износа; 2 — после износа

ния характеристики их опорной части соответственно для продольного η_2 и поперечного η_1 сечения детали.

Коэффициенты η_1 и η_2 являются безразмерными величинами. Для сравнительной оценки формы детали в целом следует определить

$$K_{\phi} = \eta_1 \eta_2.$$

Коэффициент K_{ϕ} характеризует опорную часть среднего значения макронеровностей по поверхности трения детали.

Анализ макропрофилограмм коренных шеек коленчатых валов 75 двигателей ГАЗ-51, ГАЗ-69 и ГАЗ-21 показывает, что при одной и той же величине отклонения формы в большинстве случаев их опорная часть имеет различные значения. У новых коленчатых валов коэффициенты η_1 и η_2 для указанных моделей на участке среднего значения отклонения формы составляют соответственно 0,38—0,85 и 0,33—0,74.

Естественно, что при одной и той же величине отклонения формы интенсивность износа подшипников при прочих равных условиях будет зависеть в основном от коэффициентов η_1 и η_2 . Это подтверждается результатом стендовых испытаний десяти двигателей ГАЗ-69. Исследовались первая и четвертая коренные шейки коленчатых валов. Величина отклонения формы поперечного сечения у всех шеек приблизительно была одинаковой и составляла 12—14 мк. По продольной макропрофилограмме определялась максимальная величина уклона образующей шейки, которая составляла 6—11 мк. Биеение средних коренных шеек относительно крайних и несоосность опор под коренные вкладыши не превышали соответственно 0,030 и 0,025 мм, твердость шеек была в пределах допуска по чертежу. Результаты сравнения макроотклонения одноименных шеек по коэффициенту K_{ϕ} (рис. 3, а) показывают, что интенсивность

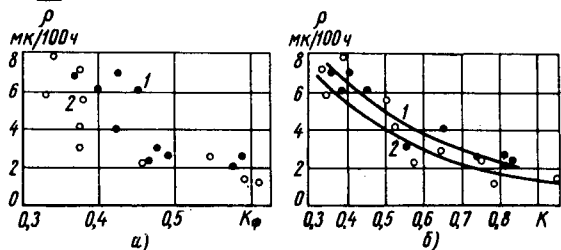


Рис. 3. Зависимость интенсивности износа коренных шеек коленчатого вала двигателей ГАЗ-69 от коэффициентов K_{ϕ} и K (результаты испытаний):

1 — первая шейка; 2 — четвертая шейка

износа ρ детали существенно зависит от характеристики опорной части отклонения формы. С уменьшением K_{ϕ} ниже 0,4 во всех случаях наблюдается увеличение интенсивности износа.

Некоторый разброс результатов износа объясняется различием зазоров в подшипниках, величиной биеения и несоосностью опор под вкладыши, а также тем, что коэффициент K_{ϕ} не учитывает интенсивность изменения опорной характеристики макроотклонений по мере их износа.

Вследствие трудности учета степени влияния отдельных макронеровностей на характер изменения опорной части по мере их износа можно предположить, что при стендовых испытаниях изменение характеристики опорной части происходит по ее исходной кривой. Это подтверждается в некоторой степени анализом наложенных макропрофилограмм, позволяющих выразить в масштабе записи отклонения форм величину и характер износа в измеряемом сечении детали (рис. 4). Из графика (рис. 2, в и 4, в) следует определить коэффициент, показывающий интенсивность изменения относительной величины опорной макрогеометрической характеристики на участке от максимальной вершины до средней величины отклонения формы. Значения этого коэффициента характеризуются $\tan \beta$, определяемым по формулам:

для поперечного сечения

$$\rho_1 = \tan \beta_1 = \frac{\eta_1}{\epsilon_1};$$

для продольного сечения

$$\rho_2 = \tan \beta_2 = \frac{\eta_2}{\epsilon_2}.$$

Если опорная характеристика представляет сложную кривую, то коэффициент ρ определяется как средняя величина нескольких значений, определяемых по отдельным характерным ее участкам.

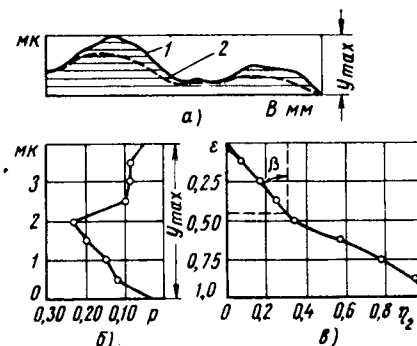


Рис. 4. Макропрофилограмма продольного сечения коренной шейки (увеличение в 1000 раз):

а — до износа (кривая 1) и после износа (кривая 2); б — распределение значения ординат колебания макропрофиля; β — опорная макрогеометрическая характеристика

Для совместного учета продольных и поперечных отклонений следует определить коэффициент, показывающий интенсивность изменения опорной макрогеометрической поверхности детали $K = \rho_1 \rho_2$. Он является безразмерным. От его величины при прочих равных условиях зависит в основном интенсивность износа сопряженных деталей подшипников коленчатого вала (рис. 3, б).

Из рис. 3 видно, что износ детали зависит (при одной и той же величине отклонения формы) от показателей опорной макрогеометрической поверхности и интенсивности ее изменения.

Результаты исследования показали, что отклонения форм шеек коленчатого вала следует оценивать по средней их величине и по показателю их опорной характеристики.

При одной и той же величине отклонений более объективным показателем сравнения форм является коэффициент, характеризующий интенсивность изменения опорной макрогеометрической поверхности детали.

ЛИТЕРАТУРА

- Орлин А. С., Вырубов Д. Н. и др. Двигатели внутреннего сгорания. т. II, 1962.
- Гриднева И. «Автомобильный транспорт», 1960, № 12.
- Григорьев М. А., Смирнов Г. А. «Тракторы и сельхозмашины», 1962, № 4.
- Май Л. А. «Технология автомобилестроения». НИИТ-автопром, 1959, № 3.
- Дьяченко П. Е., Толкачева Н. Н., Горюнов К. П. Сб. «Изучение износа деталей машин при помощи радиоактивных изотопов». Изд-во АН СССР, 1957.
- Демкин Н. Б. Фактическая площадь касания твердых поверхностей. Изд-во АН СССР, 1962.

Протягивание наружных поверхностей на вертикально-гидравлических прессах

Б. И. СТАРИНОВ, Е. И. КУДИНОВ

Горьковский автозавод

НА ГОРЬКОВСКОМ автозаводе спроектированы сборные протяжки для наружного протягивания на вертикально-гидравлических прессах малогабаритных деталей с небольшой величиной срезаемого припуска (рычага передней подвески, втулки блока шестерен заднего хода, стержня привода ручного тормоза, фланца карданного вала, гайки). Производительность этого процесса выше по сравнению с ранее применявшимся фрезерованием. Вертикальные гидравлические прессы значительно дешевле специальных протяжных станков и занимают небольшую производственную площадь. Протягивание происходит на универсальных вертикально-гидравлических прессах С-949 (модель Горьковского автозавода, с номинальным давлением 15 т и максимальным рабочим ходом 400 мм.

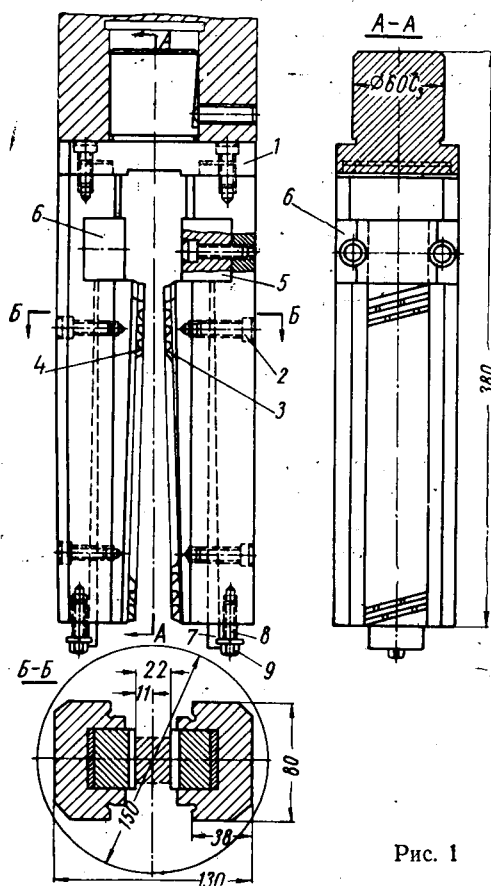


Рис. 1

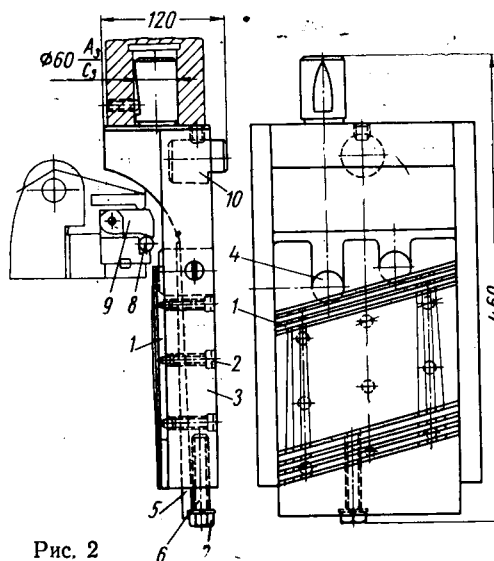


Рис. 2

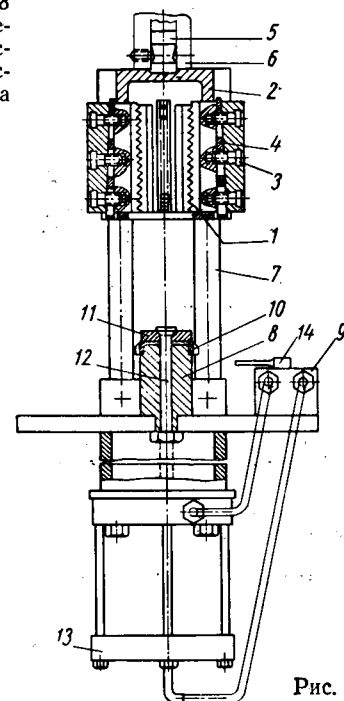


Рис. 3

Режущий и вспомогательный инструмент, спроектированный для протягивания на прессе, имеет следующие особенности:

1. Крепление державки с протяжками осуществляется в штоке пресса посредством цилиндрического хвостовика, поэтому направление державки выполнено в рабочем приспособлении, установленном на столе пресса.

2. Габариты державки ограничены посадочными местами прессы.

3. В верхней части державки между хвостовиком и верхним торцом протяжки предусмотрена выемка, необходимая для съема обработанной детали.

Кроме указанных особенностей, необходима некоторая модернизация электрической и гидравлической схем прессы для обеспечения безопасности работы во время съема обрабатываемых деталей. Для наружного протягивания на прессах спроектированы и внедрены в производство специальные наладки.

Наладка (рис. 1) выполнена следующим образом. Державка 1 состоит из двух частей, на каждой из которых винтами 2

закреплены протяжки 3 и 4. Упоры 5 и 6 не позволяют протяжкам сдвигаться в направлении резания. Клин 7 с помощью винта 8 и гайки 9 дает возможность регулировать протяжки по высоте по мере их переточек в результате износа. Державка имеет специальный профиль, который охватывается направля-

ющими приспособлениями, поэтому размеры 38—0,04; 80—0,06; —0,05

130—0,09 выполнены точными. Ширина державки вписывается в отверстие стола станка (сечение Б—Б). Размер 380 (сечение А—А) принят из условия размещения протяжки в державке, длина которой вписывается в длину хода штока прессы (413 мм). В шток хвостовиком вставляется державка, закрепляемая винтом. Эта державка спроектирована для обработки рычага передней подвески автомобиля ГАЗ-24.

Наладка (рис. 2) спроектирована для обработки стержня привода ручного тормоза автомобиля ГАЗ-24. Протяжка 1 прикрепляется винтами 2 к державке 3. Упоры 4 не позволяют протяжке сдвигаться в направлении резания. С помощью клина 5, винта 6 и гайки 7 протяжка устанавливается на точный размер для обработки зубьев на детали. Обрабатываемая деталь 8 закрепляется в приспособлении 9. Упор 10 служит для остановки движения штока прессы в конце рабочего хода

(внизу). Рабочая жидкость (масло) будет выходить через предохранительный клапан по мере переключения его с помощью упора.

Наладка (рис. 3) спроектирована для протягивания четырех одинаково расположенных пазов в гайке. Четыре пазовые протяжки 1, расположенные равномерно на окружности в державке 2, закрепляются винтами 3 и регулируются клиньями 4. Державка цилиндрическим хвостовиком 5 закрепляется в штоке 6 прессы и во время работы скользит по направляющим стоек 7 приспособления 8, установленного на столе прессы. Приспособление снабжено пневматическим устройством 9 для зажима детали 10 с помощью шайбы 11, тяги 12, пневмоцилиндра 13 и переключателем 14.

Новый способ обработки дает большой экономический эффект. Так, например, обработка стержня привода ручного тормоза на вертикально-гидравлическом прессе С-949 позволила резко увеличить производительность и улучшить качество детали.

Автоматизация сборки и сварки пакетов статоров автомобильных генераторов

Канд. техн. наук В. А. ДАГАЕВ, Н. И. ТАРАСОВ, В. В. БУРЛАКОВ, В. Г. РЫЖКОВ

СБОРКА пакетов статоров при существующих способах штамповки может быть автоматизирована путем создания машины, комплексно выполняющих операции дозирования, ориентации и скрепления листов магнитопровода.

Уже разработаны и изготовлены для двух заводов автотракторного электрооборудования автоматы, выполняющие сборку сердечников статоров автомобильных генераторов Г-250 (рис. 1). Такой автомат можно использовать для сборки других аналогичных сердечников статоров в пределах его технической характеристики.

Автомат выполняет весь комплекс технологических операций сборки сердечников статоров: дозирование и ориентирование средних листов, выдачу и

Давление рабочей жидкости в кг/см²:

высокое	(50—100) · 10 ⁴
низкое	25 · 10 ⁴
Приводная мощность в кВт	7
Потребляемая мощность в кВт	40
Габариты в мм	2250×1140×2530
Вес в кг	3500

Автомат представляет собой агрегатную установку, состоящую из отдельных узлов, смонтированных на общей станине, которая является одновременно гидробаком.

В комплект автомата входят: один сварочный выпрямитель ВС 1000, шесть балластных реостатов НФ-1, шесть осцилляторов ИСО-85, три шкафа с элект-

Под действием тарельчатых пружин цанга разжимается, отсекая пакет заданной длины. Оставшиеся на оправке листы статора опускаются вниз. Каретка 5 переносит пакет на позицию ориентации листов. Связанный с ней через кулачково-рычажный механизм шиббер 6 выдает из бункера нижний крайний лист на ориентирующую оправку 7, головка которой вращается гидродвигателем. Средние листы статора подаются сталкивателем через траверсу и толкающее кольцо с цанги по одной штуке на вращающуюся головку механизма ориентации и, увлекаясь последней, получают сложное колебательно-винтовое движение. Это дви-

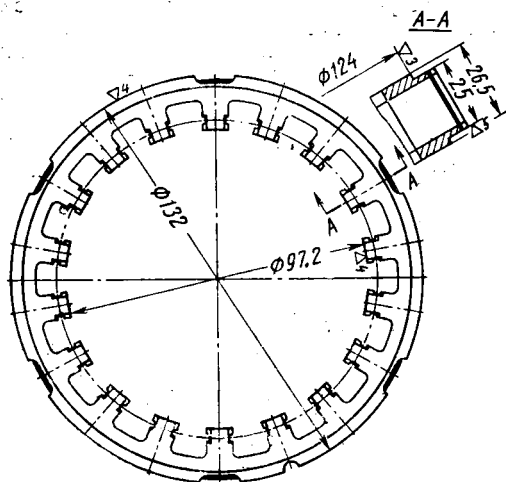


Рис. 1. Сердечник статора генератора Г-250

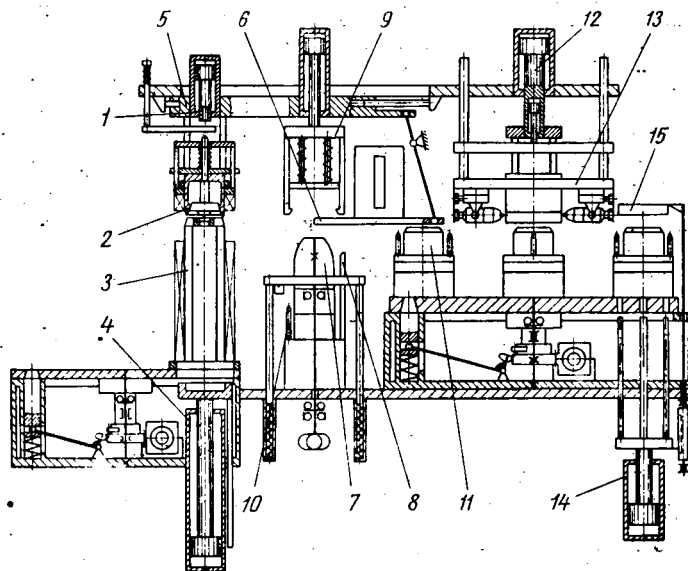


Рис. 2. Кинематическая схема автомата

ориентирование крайних листов, спрессовывание и сварку сердечника, съем сердечника с оправки и вынос его за рабочую зону автомата на цеховое транспортное устройство. Обслуживает автомат один оператор. Техническая характеристика автомата следующая:

Время цикла в сек.	30
Размеры собираемых листов и сердечников в мм:	
наружный диаметр листа	133—162,3
внутренний диаметр листа	97,2—98,5
длина сердечника	25—70
Точность дозирования сердечника по длине в мм	±0,5
Усилие сжатия листов при дозировании в кг	1500
Усилие опрессовывания сердечника при сварке в кг	5000—10000
Напряжение сварочного тока в в:	
холодного хода	50
рабочее	10—12
Сила тока в а	100—150
Скорость сварки в м/сек	0,003—0,01
Расход защитного газа в м ³ /сек	(3—5) · 10 ⁻⁴
Расход воды в м ³ /сек	1 · 10 ⁻⁴

рооборудованием и один баллон с аргоном.

Перед началом работы автомата необходимо загрузить листами статора оправки, установленные на четырехпозиционном загрузочном столе. При загрузке стол поворачивается в наладочном режиме. Листы статора должны быть ориентированы заусенцами в одну сторону.

Автоматический цикл работы станка обеспечивается электрогидравлическим командоаппаратом с фазовыми поворотами распределительного вала от сигналов исполнения предыдущих команд.

Автомат (рис. 2) работает следующим образом. Шток гидроцилиндра сталкивателя 1, опускаясь вниз, нажимает рычагом на струну разжимного конуса дозирующей цанги 2, которая сжимается и центрируется с загрузочной оправкой 3.

Шток гидроцилиндра подавателя 4 траверсой подает листы на цангу и сжимает их усилием 1500 кг. Сталкиватель возвращается в исходное положение.

Жеение продолжается до тех пор, пока лист своим выступом зафиксируется стопорной линией 8, после чего ориентированные листы под собственным весом опускаются на неподвижную часть ориентирующей оправки. Ограничительное кольцо пропускает листы только в ориентированном положении. После окончания ориентирования средних листов сталкиватель возвращается в исходное положение, а каретка — на позицию дозирования для набора очередного пакета статора. Шибберный механизм выдает верхний крайний лист, который ориентируется описанным выше образом. Расположенная на каретке головка 9 перепрессовывания при ходе вниз своим кольцом проталкивает листы на калибрующую часть оправки и пазовые калибры 10, устраняя относительное смещение листов. При обратном ходе захватывающая головка снимает пакет с ориентирующей оправки в поджатом усилием пружин состоянии.

После очередного перемещения каретки вправо происходит ориентирование листов последующего пакета и напрессовывание снятого пакета на одну из четырех сварочных оправок 11, установленных на четырехпозиционном рабочем столе. Поворотом рабочего стола пакет перемещается на позицию спрессовывания и сварки.

Гидропресс 12 усилием 5000—10000 кГ спрессовывает пакет, после чего перемещается сварочная головка 13 с шестью горелками. Одновременно включается подача защитного газа, и замыкается цепь сварочного тока. Пакет сваривается одновременно шестью швами путем локального оплавления основного металла листов. В качестве материала неплавящегося электрода служит вольфрам ВТ-15 или ВТ-10. Защитный газ — аргон А, чистый. Горелки имеют водяное охлаждение.

При сварке дуга возбуждается и обрывается на специальных технологических прокладках, одна из которых укреплена на станине пресса, а вторая — на сталкивающем кольце сварочной оправки. После окончания сварки пресс и сварочная головка возвращаются в исходное положение. Поворотом рабочего стола готовый сердечник переносится на позицию съема и выноса пакета. Гидросъемником 14 сердечник снимается с оправки. Одновременно через кулачковый механизм к сердечнику подводится электромагнит 15, который в конце хода включается и притягивает сердечник. Обратным ходом съемника сердечник выносятся за рабочую зону автомата и при отключении магнита попадает на цеховое транспортирующее устройство.

На всех трех позициях рабочего стола операции напрессовывания, спрессовывания и сварки, съема и выноса сердечника осуществляются одновременно с ориентированием листов на позиции ориентации.

Если на загрузочной оправке нет или недостаточно листов для набора целого пакета, то автоматическим поворотом загрузочного стола под цангу устанавливается следующая оправка с листами статора.

На позиции ориентации пакет контролируется, предупреждая попадание в него эксцентричных и перевернутых листов, поданных с другого штампа или сцепленных лепестками (такие листы называются бракованными). Контроль осуществляется с помощью датчика, игла которого входит в технологическую радиусную выемку, выполненную на наружном диаметре листа и расположенную асимметрично относительно шихтовочного выступа. В случае срабатывания датчика автомат останавливается. Причиной остановки устраняются вручную.

Источником питания сварочных горелок автомата (рис. 3) служит селеновый выпрямитель типа ВС-1000, который по-

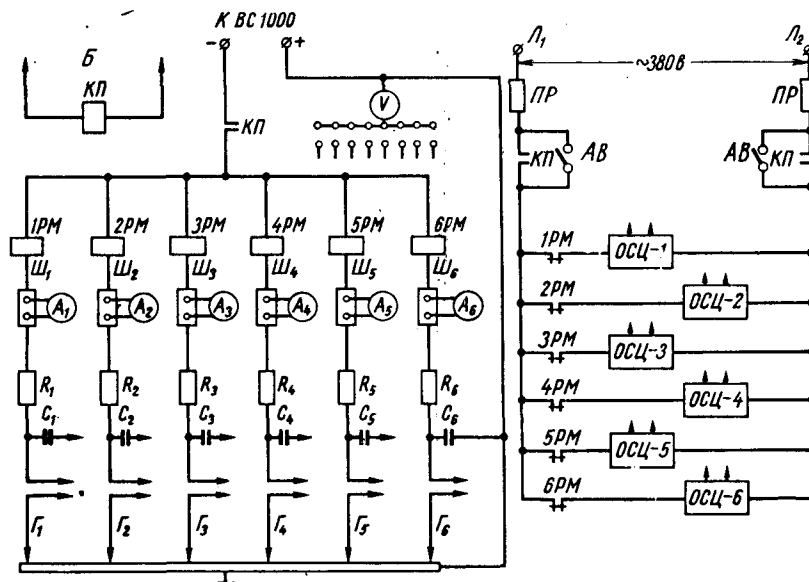


Рис. 3. Принципиальная сварочная схема автомата (Б — схема управления)

зволяет регулировать сварочный ток ступенчато переключателем и плавно в пределах каждой ступени.

Напряжение сварки подается через главные контакты контактора КП, катушки реле максимального тока 1РМ—6РМ, шунты Ш₁—Ш₆ амперметров А₁—А₆, балластные сопротивления R₁—R₆ и дроссели осцилляторов ОСЦ-1÷ОСЦ-6 на электроды сварочных горелок Г₁—Г₆.

Балластные сопротивления R₁—R₆ типа НФ-1, 0,3 ом, 128 а служат для стабилизации сварочного тока при возможных изменениях величины дугового промежутка посредством изменения крутизны внешней характеристики селенового выпрямителя и для изменения напряжения дуги при изменении сварочного режима.

Осцилляторы ОСЦ-1÷ОСЦ-6 типа ИСЦ-85 служат для возбуждения дуги.

Конденсаторы C₁—C₆ типа БТГ-6, 6 мкФ, 600 в предотвращают попадание переменного напряжения высокой частоты на детали электросхемы (сварочный выпрямитель, измерительные приборы и др.).

Одновременно с перемещением вниз сварочной головки с горелками включается подача аргона и получает питание катушка контактора КП (АВ — автомат ввода, ПР — предохранители). Через его силовые нормально открытые (и. о.) контакты подается напряжение на электроды сварочных горелок Г₁—Г₆. В то же время получают питание через нормально закрытые (и. з.) контакты реле максимального тока 1РМ—6РМ осцилляторы ОСЦ-1—ОСЦ-6. Вырабаты-

ваемое осцилляторами высокое напряжение высокой частоты пробивает дуговой промежуток электрод — технологическая подкладка. Как только загорается дуга, по сварочной цепи каждой горелки начинает проходить сварочный ток. Под действием этого тока катушки реле 1РМ—6РМ втягивают якоря и размыкают и. з. контакты в цепи питания осцилляторов, последние* выключаются, прекращается наложение высокочастотного напряжения на сварочное.

Во время сварки ток каждой горелки контролируется амперметрами А₁—А₆, а напряжение — вольтметром V.

Если по какой-либо причине одна или несколько горелок не зажглись или погасли, в схеме управления срабатывает сигнализация. Сварка прекращается конечным выключателем, который размыкает цепь питания катушки контактора КП.

Аргон прекращает подаваться на 2—3 сек позже выключения сварочного тока, чтобы уменьшить влияние воздуха на остывающий металл шва.

Промышленная эксплуатация автоматов более года на Московском заводе автотракторного электрооборудования № 1 и Куйбышевском заводе автотракторного электрооборудования (КАТЭК) подтвердили не только их работоспособность и надежность, но и экономическую эффективность. Так, по заводу КАТЭК внедрение автомата позволило снизить трудоемкость операций сборки и сварки пакета статора генератора Г-250 на 74% при одновременном улучшении качества пакета и повышении культуры производства.

МЕЖДУНАРОДНЫЙ АВТОМОБИЛЬНЫЙ КОНГЛОМЕРАТ ФИАТ—СИТРОЕН

В УСЛОВИЯХ научно-технической революции и резко возросшей конкуренции старые методы соглашений о распределении рынков сбыта и сфер влияния уже недостаточны. Увеличились и размеры капитала, необходимого для создания предприятий, соответствующих современным масштабам производства и требованиям технического прогресса. Все это неизбежно усиливает темпы концентрации производства и капитала и ведет к возникновению монополических объединений нового типа. Одним из таких объединений — конгломератом — является международный союз двух крупнейших автомобильных монополий: Фиат (Италия) и Ситроен (Франция). В октябре 1968 г. сообщалось о заключении между ними соглашения, которое оценивалось пресой западных стран как важнейшее событие в автомобильной промышленности Италии.

По условиям соглашения предусматривалось:

1. Создание на равных началах (на территории одной из стран ЕЭС, кроме Франции и Италии) совместного руководящего органа для координации деятельности в области капиталовложений, научно-исследовательских работ, производства и сбыта.

2. Создание во Франции совместного акционерного общества французской и итальянской сторон (Холдинг-компания), в котором владельцем контрольного пакета акций назначалась фирма Ситроен.

3. Участие на 15% фирмы Фиат в акционерном капитале фирмы Ситроен (т. е. покупка 15% его акций).

4. Право на последующее участие фирмы Ситроен в акционерном капитале фирмы Фиат.

5. Возможность постройки в будущем обеими монополиями совместного автозавода (практически этот завод будет построен не ранее чем через 5 лет).

Для лучшего уяснения причин, приведших к возникновению объединения, рассмотрим в отдельности каждого участника соглашения.

Фиат является одной из мощных автомобилестроительных монополий в капиталистическом мире. В 1967 г. ей принадлежало пятое место среди автомобильных монополий (после Дженерал Моторс, Форд Мотор, Крайслер и Фольксваген). Автозаводами монополий в 1968 г. было изготовлено 1450 тыс. автомобилей, а в других странах по лицензии Фиат — еще около 300 тыс. Динамика производства и экспорта по годам основной продукции фирмы Фиат показана в табл. 1 (в тыс. шт.).

На долю фирмы Фиат приходится более 90% общего производства и экспорта итальянских автомобилей. Ей принадлежат 45 заводов со 157,5 тыс. рабочих, причем на территории Италии расположено 23 завода общей площадью 32,9 млн. м², 400 сбытовых предприятий

Таблица 1

Вид продукции	1964 г.	1965 г.	1966 г.	1967 г.	1968 г.
Общее производство					
Автомобили	946	1014	1185	1385	1450
Тракторы	36	44	47	45	51
Экспорт					
Автомобили	299,8	300	362	398	535
Тракторы	14	18	20	21	26,3

и 1700 пунктов технического обслуживания. Производственные мощности автозаводов достигли (к началу 1969 г.) 1600 тыс. автомобилей в год, но использовались примерно на 85%.

Согласно заявлению президента фирмы Фиат Анжелли к 1978 г. предполагается довести выпуск автомобилей до 2400 тыс. в год; однако при этом указывается, что производственные мощности будут тогда использоваться лишь на 75%, поскольку фирма сможет реализовать на рынке, по-видимому, не более 1750 тыс. автомобилей. В табл. 2 приведены некоторые основные финансово-экономические показатели фирмы.

Таблица 2

Показатели	1964 г.	1965 г.	1966 г.	1967 г.	1968 г.
Акционерный капитал в млрд. лир.	115	115	115	115	115*
Оборот в млрд. лир.	908	955	1049	1194	1335
Капиталовложения в млрд. лир.	73	70	80	—	—
Число (в тыс.) занятых рабочих и служащих	124	123	126	147	157,5

* В 1969 г. решено увеличить акционерный капитал до 130 млрд. лир.

Основные автозаводы (с общим числом рабочих 109 тыс. и служащих 22,6 тыс.) находятся в г. Турине. Новый автосборочный завод в г. Ривальта (вблизи г. Турин), который входит в автомобилестроительный комплекс в г. Мирафьори, расположен на территории 160 га, причем на заостренную площадь приходится 40 га. Этот завод в 1968 г. производил все модели спортивных автомобилей Фиат. В городах Брешиа, Милан и Суццара находятся автомобильные заводы фирмы ОМ (входящей в группу Фиат и поглощенной им в 1967 г.), с общим числом работающих в 9 тыс. и производственной площадью до 800 тыс. м². На этих заводах изготавливается более 30 моделей грузовых автомобилей (г. Брешиа), 10 моделей автофургонов и 12 моделей автобусов (г. Суццара), железнодорожный подвижной состав, сельскохозяйственные тракторы и тягачи (г. Милан).

Кроме всего изложенного, Фиат яв-

ляется ведущей монополией и в итальянской авиаракетной промышленности. Вместе с финансовой компанией ИФИ владеет цементными заводами и предприятиями по производству подшипников, кинофотоаппаратуры и др. За пределами Италии фирма Фиат имеет ряд дочерних фирм (во Франции и ФРГ) или является совладельцем в них (в Испании, Франции и др.).

В различных странах по лицензиям фирмы построено свыше 30 автозаводов. В 1968 г. на ее долю пришлось около 21% общего выпуска автомобилей в странах общего рынка.

Монополия Ситроен занимает во Франции второе место по общему производству автомобилей и первое по выпуску грузовых автомобилей. В эту монополию входят три основные фирмы и ряд филиалов.

В функции акционерного общества Ситроен С. А. входит определение общей политики и целей, а также осуществление руководства всей группой и распоряжение контрольными пакетами акций своих специализированных предприятий. Это общество является руководящим центром всей группы.

Фирма С. А. Аутомобиле Ситроен занимается непосредственно производством автомобилей. В ее распоряжении находится весь комплекс промышленных зданий и оборудования, необходимых для производства, в частности, ряд заводов, находящихся в 15-м округе Парижа и парижского района, заводы в Ренне и Реймсе, лаборатории и исследовательские учреждения в Велизи. Капитал этой фирмы оценивается в 737 млн. франков, а общая стоимость всех ее ресурсов — в 1 млрд. 120 млн. франков (до девальвации франка).

Фирма Сосиете Коммерсаль Ситроен занимается продажей автомобилей. Она имеет ряд пунктов по сбыту и ремонту автомобилей, которые расположены в главных городах Франции. В ее распоряжении находятся торговые фонды, а также различное недвижимое имущество и оборудование, необходимые для ее деятельности. Капитал фирмы оценивался (до девальвации) в 37,3 млн. франков.

К этому тройственному объединению примыкает ряд филиалов, специализированных по характеру выпускаемой ими продукции или по роду деятельности. К их числу относятся следующие промышленные филиалы:

1. Аутомобиль Берлие (доля участия 97,2%) — первая французская фирма, начавшая изготавливать грузовые автомобили. Заводы ее находятся в гг. Венисье и Буржан Бресс. Она выпускает грузовые автомобили грузоподъемностью от 6 до 30 т и автомобили специального назначения. В 1968 г. заводы фирмы выпустили 16,1 тыс. автомобилей. Филиалом монополий Ситроен она стала в 1967 г.

Таблица 3

Показатели	1963 г.	1964 г.	1965 г.	1966 г.	1967 г.
Оборот в млн. франк.	2,83	2,854	3,283	3,655	3,661
Доля экспорта в тыс. франков	537,0	459,0	548,0	553,0	548,0
Производство ¹ автомобилей (в тыс.):					
общее	438,0	465,0	489,0	535,0	500,0
легковых	358,0	375,0	405,0	452,0	419,0
специальных	20,0	90,0	84,0	83,0	81,0

¹ По последним данным в 1963 г. — 460,7 тыс. и в 1969 г. — 506,0 тыс. автомобилей.

2. Енгренаж е Редюктер (доля участия 50,6%) — предприятие, которое производит оборудование (редукторы).

3. Сосиете де Конструкторсьон е д'Эксплоитасьон де матерьяль е мотор (доля участия 86,6%) — фирма, которая занимается производством и эксплуатацией двигателей и оборудования.

4. Газожен е механик (доля участия 98,8%) — фирма, выпускающая газогенераторы и механическое оборудование.

Кроме того, в группу монополии Ситроен входит ряд непромышленных филиалов, как, например, торговая фирма Авто-Вар, транспортные фирмы. Транспор Ситроен (доля участия 99,9%) и Ситекс (городской и сельский транспорт, доля участия 51,9%), финансовая фирма Сосиете де Кредн а л'юндестри аутомобиль (СИФА) и многие другие многочисленные филиалы как во Франции, так и за границей. В табл. 3 приведены некоторые экономические данные монополии за годы, предшествующие ее соглашению с концерном Фиат.

Еще до объединения с концерном Фиат монополия Ситроен имела соглашение с западногерманской фирмой НСУ-Моторен верке, выпускающей легковые автомобили, и с небольшой итальянской фирмой Мазерати, изготовляющей спортивные и гоночные автомобили. Соглашение с фирмой НСУ было заключено с целью совместной разработки и производства малолитражных автомобилей, в том числе и с роторным двигателем системы Ванкеля. По соглашению с фирмой Мазерати предусматривалась разработка и производство моторов большой мощности.

Для осуществления заключенных соглашений руководитель монополии Ситроен Пьер Берко и глава фирмы НСУ фон Хайдекамф уже в 1965 г. организовали совместную фирму Комобиль и в 1967 г. — фирму Комотор. В каждом из этих предприятий монополия Ситроен и фирма НСУ имели по 50% капитала. Оба партнера, не позже чем через год, хотели бы выпустить на рынок также совместно разработанный ими автомобиль с двигателем Ванкеля. При этом предусматривается ежедневный выпуск 500—800 таких автомобилей.

Из изложенного выше видно, что обе монополии Фиат и Ситроен имеют в своем распоряжении разветвленную сеть филиалов и предприятий и в разных отраслях промышленности как у себя в стране, так и за границей. Однако по своей мощности монополия Фиат по крайней мере втрое превосходит Ситроен. Совместно они выпустили в 1968 г. 2,2 млн. автомобилей. Таким образом, в

Европе возникла сверхмонополия нового типа — международный автомобильный конгломерат, в котором главенствующая роль принадлежит Фиату.

Каковы причины, которые способствовали возникновению такого конгломерата?

Комментируя соглашение, Пьер Берко заявил: «Неизбежным путем является путь концентрации... И именно с Фиатом мы решили попытаться счастья в решении европейской проблемы автомобильной промышленности. Почему Фиат? Длительный анализ показал, что у нас одни и те же цели, что мы собираемся разрешить их одинаковым путем». Более определенно высказалась по этому поводу французская печать. Газета «Фигаро» писала:

«Соглашение с компанией «Фиат» ставит новую группу во главе европейских производителей и на четвертое место в мире, даже на третье, по классификации, которая рассматривает европейские филиалы Крайслера, как независимые». И далее: «Эта операция имеет своей целью позволить акционерному обществу Ситроен обеспечить финансирование капиталовложений членов группы... Основные инвестиции предполагаются примерно в 350 млн. франков. Они в основном предназначены на расширение заводов, расположенных в провинциях (Ренн, Кан), на сооружение нового завода в Меце, специализирующегося на производстве коробок передач, и в целом на выделение средств, необходимых для укрепления обществ, входящих в группу, и на производство новых моделей автомобилей».

Однако были и другие причины. Из табл. 3, видно, что в 1967 г. выпуск автомобилей общества Ситроен и доля их в экспорте уменьшились. В начале 1968 г. долги достигли 700 млн. франков и поэтому организовать производство нового автомобиля Комобиль (совместно с фирмой НСУ) без посторонней финансовой помощи было бы почти невозможно, а просьба о займе в 90 млн. долларов была отклонена правительством. И еще одно обстоятельство сыграло, видимо,

немалую роль. Дело в том, что Франсуа Мишлен, владелец завода автомобильных шин и фактически главный хозяин общества (ему принадлежат 44,77% ее акционерного капитала), считает для себя более выгодным сбывать свою продукцию в США, а на автомобили, выпускаемые своими заводами — ставить шины итальянской фирмы Пирелли, принадлежащей монополии Фиат. При содействии нью-йоркских банков эта сделка была оформлена.

В истории европейской автомобильной промышленности, как и в мировом автомобилестроении, происходит непрерывный процесс концентрации производства, процесс слияния и поглощения мелких фирм более крупными. В настоящее время в Европе существуют (не считая американских) три приблизительно равные по мощности и оснащенности группы, выпускающие автомобили: Бри-тиш Лейланд, Фиат-Ситроен и Фольксваген. Две последние группы готовы взять на себя организацию и руководство европейским континентальным автомобильным концерном. Слияние монополий Фиата и Ситроена следует рассматривать как шаг к созданию такого сверхконцерна.

ЛИТЕРАТУРА

1. Крупнейшие монополии мира. Справочник. М. Изд-во политической литературы, 1968, стр. 86—88 и 96, 97.
2. «Le Figaro», 12/XII 1968, стр. 6.
3. «Revue automobile», 1968, № 36, стр. 2.
4. «Sole. 24 Ore», 4/I 1969, стр. 1; 21/II, стр. 1 и 2.
5. «Globo», 10/XI 1968, стр. 5; 26/IX, стр. 8.
6. «Spiegel», 17/III 1969, № 12.
7. «The Financial Times», 5/V, 1969.
8. «Echos», 28 и 29/X 1968, стр. 3-4/XI, стр. 9.
9. «Economie et Politique», X, 1968.
10. «Financial Times», 2. III. 1970, стр. 18.

Канд. экон. наук М. А. КЛЕМЕНТЬЕВ

УДК 658.13.052+658.13.071.7.001.5

МАТЕМАТИЧЕСКИЙ ПОДХОД К ИЗУЧЕНИЮ ВЛИЯНИЯ ПСИХОФИЗИОЛОГИИ ЧЕЛОВЕКА НА УПРАВЛЕНИЕ АВТОМОБИЛЕМ

С УВЕЛИЧЕНИЕМ скоростей движения вопрос о взаимосвязи человека с автомобилем приобретает важное значение. Изучению этого вопроса уделяется большое внимание как отечественными, так и зарубежными учеными. Однако определенной теории, связывающей пси-

хические и физиологические свойства человека-оператора с его действиями по управлению автомобилем и влиянием характера управляющих воздействий на режим движения автомобиля, до сих пор не существует.

Разработке методов подхода к реше-

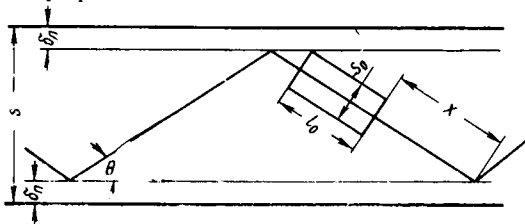
нию этой задачи посвящен цикл работ Н. Рашевского¹.

Проанализируем, какие факторы влияют на величину максимальной безопас-

¹ Bulletin of mathematical biophysics, v. 21—26, 1959—1964. Chicago.

ной скорости во время движения единичного автомобиля по свободной дороге. Задача водителя при управлении автомобилем заключается в том, чтобы удерживать его на определенном расстоянии δ от края дороги (рис. 1). Вследствие несовершенства дороги и психологических особенностей водителя автомобиль описывает зигзагообразную траекторию, угол θ которой с направлением дороги обычно мал. С некоторым допущением можно рассматривать в качестве траектории движения правильную зигзагообразную линию с равными отрезками под одинаковыми углами.

Водитель поворачивает рулевое колесо, когда переднее колесо находится на расстоянии δ от края дороги. Поскольку угол θ очень мал, можно пренебречь крутым процессом поворота на краю проезжей части и считать, что автомобиль поворачивается от края дороги при расстоянии δ между краем и задним колесом.



В соответствии с рис. 1 расстояние между двумя поворотами равно

$$x = \frac{s - s_0 - 2\delta - \theta l_0}{\theta}. \quad (1)$$

Автомобиль проезжает это расстояние за время

$$t = \frac{s - s_0 - 2\delta - \theta l_0}{\theta v}, \quad (2)$$

где s — ширина дороги;
 s_0 — ширина автомобиля;
 l_0 — длина автомобиля;
 v — скорость движения.

Если принять за внешнее возмущение приближение автомобиля слишком близко к краю дороги и силу его обозначить через H , то возмущение H_n , вызываемое в качестве реакции r_n поворотом автомобиля вправо, уменьшается с увеличением расстояния δ_n от левого края дороги, а возмущение, требующее поворота r_A , уменьшается с увеличением расстояния δ_A от правого края дороги (индексы n и A обозначают правый и левый повороты). Зная, что $\frac{dH_n}{d\delta_n} < 0$ и

$\frac{dH_A}{d\delta_A} < 0$, и предполагая линейное соотношение между H_n и δ_n , H_A и δ_A , запишем

$$H_n = a_1 - b_1 \delta_n; \quad H_A = a_2 - b_2 \delta_A, \quad (3)$$

где a_1, b_1, a_2, b_2 — коэффициенты уравнений.

Чтобы возникала реакция r_n или r_A разностям $H_n - H_A$ и $H_A - H_n$, необходимо превышать периферийный порог чувствительности h . В соответствии с равенствами (3)

$$\begin{aligned} (a_1 - a_2) - b_1 \delta_A + b_2 \delta_n &> h, \\ (a_2 - a_1) - b_2 \delta_n + b_1 \delta_A &> h. \end{aligned} \quad (4)$$

При принятых на рис. 1 обозначениях

$$\delta_n + \delta_A + s_0 = s.$$

Исключая δ_n из выражений (4), определим условие появления реакции r_n :

$$\delta_A < \delta_A^* = \frac{b_2(s - s_0) + (a_1 - a_2) - h}{b_1 + b_2}.$$

Аналогично из выражений (4) для реакции r_A получим

$$\delta_n < \delta_n^* = \frac{b_1(s - s_0) - (a_1 - a_2) - h}{b_1 + b_2}.$$

Эти выражения показывают, что если значение h достаточно высоко, то δ_n и δ_A будут отрицательными, т. е. человек с высоким порогом чувствительности не сможет заметить приближение автомобиля слишком близко к краю проезжей части. Величина $a_1 - a_2$ может быть отрицательной и положительной. При достаточно большом значении $a_1 - a_2 > 0$ расстояние δ_n^* может быть отрицательным, хотя $\delta_A^* > 0$. Это означает, что водитель не оценивает приближения к правому краю дороги. Если $a_1 - a_2 < 0$, то при $\delta_A^* < 0$ и $\delta_n^* > 0$ водитель не замечает опасного сокращения расстояния до левого края дороги. Таким образом, люди с некоторыми психофизиологическими особенностями органически неспособны водить автомобиль.

Пусть автомобиль движется влево под углом θ к направлению дороги. В том случае, когда δ_A станет равным δ_A^* , появится реакция r_n . Однако она возникнет не сразу, а через определенное время τ_n . Время реакции τ_n уменьшается с увеличением силы возмущения. Поскольку за время реакции разность $H_n - H_A > 0$ увеличивается в зависимости от скорости, то τ_n является функцией скорости.

Составляющая скорости v , перпендикулярная к направлению проезжей части, ввиду малости угла θ равна $v_p = v\theta$. За время реакции автомобиль сместится к краю проезжей части на расстояние $\delta_A = v\theta\tau_n(v)$. Чтобы он не съехал с дороги влево, необходимо получить

$$\begin{aligned} v\theta\tau_n(v) < \delta_A^* = \\ = \frac{b_2(s - s_0) + (a_1 - a_2) - h}{b_1 + b_2}, \end{aligned} \quad (5)$$

а чтобы не съехал вправо необходимо получить

$$\begin{aligned} v\theta\tau_A(v) < \delta_n^* = \\ = \frac{b_1(s - s_0) - (a_1 - a_2) - h}{b_1 + b_2}. \end{aligned} \quad (6)$$

Выражения (5) и (6) определяют величину предельной безопасной скорости движения. Если v_A^* в выражении (5) меньше, чем v_n^* в выражении (6), то автомобиль съедет с дороги вправо при слишком высокой скорости.

Поскольку автомобиль совершает последовательные повороты по зигзагообразной линии, то условие $H_n - H_A > h$ последовательно переходит в $H_A - H_n > h$. Если условия являются статическими, а H_n и H_A постоянными, то условия $H_n - H_A > h$ и $H_A - H_n > h$, вызывающие реакции r_n и r_A , соответствуют следующим соотношениям между порогом чувствительности h и силой возбуждения связи между входными и выходными нейроэлементами E , $E_n - E_A > h$, $E_A - E_n > h$. Разность возбуждений $E_n - E_A$ определяет, что r_n будет при $E_n - E_A > h$, а r_A — при $E_A - E_n > h$.

Однако, когда условия не являются статическими и когда H_n и H_A изменяются с течением времени, изменение $E_n - E_A$ отстает от $H_n - H_A$. Если время прохождения прямолинейного участка зигзагообразной линии в соответствии с выражением (2) больше, чем время $\tau_n(v)$ и $\tau_A(v)$, то к тому времени, когда $H_n - H_A > h$ изменится на $H_A - H_n > h$, разность $E_n - E_A$ также успеет сменить знак. Однако если t недостаточно велико, то пока $H_n - H_A > h$ действительно соотношение $0 < E_n - E_A < h$ или даже $E_n - E_A < 0$. В этом случае, приблизившись к левому краю дороги, водитель не будет делать корректирующего поворота вправо и даже может сделать ошибочный поворот влево, что приведет к съезду с дороги. Такую же картину можно наблюдать во время приближения автомобиля к правому краю.

Время реакции водителя на возмущение в виде опасного приближения к краю дороги должно быть меньше, чем время t , т. е.

$$\tau \leq t. \quad (7)$$

Из соотношений (2) и (7) определяет значение безопасной скорости движения

$$v = \frac{(s - s_0 - 2\delta - \theta l_0)}{\theta \tau}. \quad (8)$$

Это выражение позволяет определить значение безопасной скорости с учетом конструктивных параметров s_0, l_0 психофизиологических θ, τ и дорожных условий s, δ, θ . При допущении, что сила отвлекающего возмущения постоянна, можно получить формулу для определения времени реакции

$$\tau = \frac{1}{k} \log \frac{E}{E - R_0}, \quad (9)$$

где E — сила возбуждения связи между входными и выходными нейроэлементами;

R_0 — порог чувствительности выходных нейроэлементов;

k — постоянная времени возбуждения.

Сила возбуждения E будет определяться выражением

$$E = \beta(H - h),$$

где β — коэффициент пропорциональности.

В том случае, когда на несколько идентичных связей действуют возмущения с одинаковой силой, может возникнуть эффект торможения реакций. Это определяет неспособность человека точно воздействовать на органы управления в сложной ситуации, в которой достаточно

много возмущений равной интенсивности. Подобные торможения эквивалентны увеличению порога чувствительности. Поэтому, если в дополнение к возмущению, являющемуся результатом отклонения автомобиля от заданного курса, появляются другие отвлекающие факторы, то порог чувствительности R возрастает и время реакции τ увеличивается.

Рассматривая такой отвлекающий фактор, как воздействие на автомобиль неровностей дороги, имеющей синусоидальный профиль, можно считать, что сила внешнего возмущения H , представленного в виде серии толчков при проезде по нескольким неровностям, равна

$$H_1 = c_1 v^3,$$

где c_1 — коэффициент, зависящий от конструкции автомобиля, высоты неровностей и расстояния между ними.

Для примера в качестве других отвлекающих факторов, тормозящих действия водителя по управлению курсом движения, можно учесть силу звука, создаваемую ветром $H_2 = c_2 v^3$, наличие знаков на дороге или наличие других автомобилей $H_3 = c_3 v$. Вводяся обозначения $\beta_1 c_1 + \beta_2 c_2 = \alpha$, $\beta_3 c_3 = j$.

Чтобы уменьшить влияние тормозящих факторов на время реакции, водитель еще больше внимания уделяет управлению автомобилем. Это способствует росту возбуждения соответствующего центра на величину ΔE . Однако возбуждение ΔE не может увеличиваться бесконечно, оно асимптотически стремится к значению насыщения ΔE_{ac} .

На характер реакции водителя влияют также возмущения, которые по своей природе являются функциями дорожных и конструктивных возмущений и могут рассматриваться как воздействие утомления. Можно считать, что возмущения от утомления пропорциональны av^3 , ju и зависят от времени движения автомобиля, т. е. при введении коэффициентов f и g они равны fav^3t и $gjut$. Если учесть влияние конструкции сиденья на усталость q водителя, то следует добавить qt .

Напряжение внимание ΔE , которое зависит от скорости движения $\Delta E = u(v)$ и пропорционально времени, будет также увеличивать эффект усталости $du(v)t$ и величину R .

Если принять, что сила всех возмущений намного больше периферийного порога чувствительности, то выражение для порога чувствительности R выходного элемента с учетом тормозящего влияния возмущений будет

$$R = R_0 + av^3 + ju + fav^3t + gjut + du(v)t + qt. \quad (10)$$

Поскольку время t увеличивается, то при определенной скорости движения величина R превысит $E + \Delta E_{ac}$, т. е. τ будет равно бесконечности. Это означает, что в данных условиях водитель теряет возможность управлять автомобилем и вынужден снизить скорость движения.

В частности, существует такое значение скорости, при котором усталостный эффект, возникающий от данной конструкции кабины, оказывает наименьшее влияние на водителя.

Значение максимальной безопасной скорости движения определяется сов-

местным решением уравнения (8) и равенства

$$\tau = \frac{1}{k} \log \frac{E + \Delta E_{ac}}{E + \Delta E_{ac} - [R_0 + av^3 + ju + fav^3t + gjut + du(v)t + qt]} \quad (11)$$

Возрастание силы внешнего возмущения H или увеличение количества возмущений n приводит к тому, что увеличивается возбуждение E , стремясь к некоторой величине, и усиливается взаимное торможение нейроэлементов, увеличивая порог чувствительности R , также стремящейся к определенному пределу.

Таким образом, в соответствии с равенством (11) при увеличении H время реакции τ асимптотически приближается к значению τ_{ac} . Это подтверждается экспериментальными исследованиями, в которых определялась зависимость времени реакции τ от числа возмущающих факторов n (рис. 2).

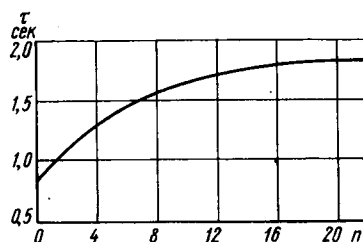


Рис. 2

При движении автомобиля угол зигзагообразной траектории изменяется в интервале от 0 до θ и значения его распределяются в соответствии с функцией распределения $f(\theta)$.

Вероятность того, что автомобиль в конце участка зигзага не съедет с дороги, возможна, если не удовлетворяется соотношение

$$0 < \theta < \frac{s - s_0 - 2\delta}{v\tau + l_0}.$$

Вероятность отсутствия аварии будет определяться из равенства

$$P_c = \int_0^{\frac{s-s_0-2\delta}{v\tau+l_0}} f(\theta) d\theta. \quad (12)$$

Таким образом, можно установить, что с возрастанием v увеличивается $P_c = 1 - P_e$ вероятность съезда автомобиля с дороги. Однако даже при высоких значениях скоростей существует (правда весьма малая) вероятность отсутствия аварии.

В соответствии с равенством (1) на единицу расстояния приходится определенное количество зигзагов

$$m = \frac{\bar{\theta}}{s - s_0 - 2\delta - \theta l_0}.$$

Для обеспечения надежного управления на всем пути движения L необходимо, чтобы

$$P_c mL \ll 1. \quad (13)$$

При известной $f(\theta)$ и параметрах, характеризующих дорогу и конструкцию автомобиля, с учетом выражения (12) и того, что $vt = L$, можно определить сред-

нее значение пути, который автомобиль пройдет без съезда с дороги при движе-

нии с данной скоростью. По длине этого пути судят о надежности управления автомобилем.

Обучение водителя управлять автомобилем можно рассматривать как процесс сужения плотности распределения $f(\theta)$, поскольку неопытный водитель управляет автомобилем с некоторым превышением необходимых поправок углов поворота θ .

Считается, что водитель освоил управление автомобилем, если плотность распределения $f(\theta)$ будет соответствовать заданной длине пути, при которой исключен съезд с дороги, как отмечено выражением (13).

Если учесть, что значения времени запаздывания τ также распределены случайным образом в соответствии с функцией $u(\tau)$, то плотность распределения θ в интервале θ и $\theta + \Delta\theta$ при условии, что τ находится в интервале τ и $\tau + \Delta\tau$, равна

$$P(\theta, \tau) = f(\theta) u(\tau) d\theta d\tau. \quad (14)$$

Вероятность того, что удовлетворяется неравенство (13) или что автомобиль не съедет с дороги, следующая:

$$P_c = \int_0^{\frac{s-s_0-2\delta}{v\tau+l_0}} \left[u(\tau) \int_0^{\frac{s-s_0-2\delta}{v\tau+l_0}} f(\theta) d\theta \right] d\tau.$$

На скорость автомобиля влияют также различные дорожные ситуации, возникающие в условиях напряженного движения по магистрали в несколько рядов.

Если рассмотреть движение в два ряда в одном направлении, то средняя скорость автомобиля будет

$$v_{cp} = \frac{C}{N}, \quad (15)$$

где C — количество автомобилей, проезжающих в единицу времени; N — среднее число автомобилей на участке шоссе достаточно большой протяженности.

При измерении длины автомобиля в долях длины шоссе свободная длина ряда, не занятая автомобилями, составляет $1 - 0,5Nl_0$ и можно записать для средней дистанции

$$\bar{l} = \frac{1 - 0,5Nl_0}{0,5N}. \quad (16)$$

Принимается, что тормозной путь L увеличивается пропорционально квадрату скорости, т. е.

$$L = av_{cp}^2,$$

где a — коэффициент пропорциональности.

Когда идущий впереди автомобиль внезапно останавливается, водитель заднего автомобиля воздействует на тормоза лишь по истечении времени τ_1 . За этот промежуток автомобиль проходит расстояние $\tau_1 v_{cp}$ и общий путь торможения равен

$$L_0 = \tau_1 v_{cp} + av_{cp}^2. \quad (17)$$

Данная величина должна быть меньше, чем дистанция между автомобилями l , т. е. с учетом выражений (15) — (17) получим

$$av_{cp}^2 + \left(\tau_1 - \frac{2}{C} \right) v_{cp} + l_0 \leq 0.$$

Если $C < \frac{2}{\tau_1}$, то можно определить верхний $v_в$ и нижний $v_н$ пределы безопасной скорости движения.

Нижний предел скорости означает, что для данного потока автомобилей C при малом значении скорости в результате увеличения N в выражении (15) дистанция между автомобилями будет слишком мала.

Если считать, что такое напряженное движение, при котором достигается нижний предел скорости, маловероятно, то можно рассматривать лишь максимальное значение безопасной скорости

$$v = \frac{\frac{2}{C} - \tau_1 + \sqrt{\left(\frac{2}{C} - \tau_1 \right)^2 - 4al_0^2}}{2a}.$$

К отвлекающим факторам, влияющим на величину τ , добавляются ситуации обгона одного автомобиля другим.

Пусть скорости движения автомобилей распределены около значения v_{cp} и на единице длины шоссе некоторое количество z автомобилей движется со значениями скоростей v и $v + \Delta v$, а один автомобиль — со скоростью $v' > v$. Количество автомобилей, которые он обгонит в единицу времени, равно

$$z_1 = N \int_0^{v'} (v' - v) f(v) dv.$$

Количество автомобилей, которым следует обгонять автомобиль, движущийся со скоростью v' , равно

$$z_2 = N \int_{v_1}^{\infty} (v - v') f(v) dv.$$

В МОДЕЛЯХ 1970 г. значительных изменений не произойдет, однако появятся несколько новых автомобилей и много автомобилей с измененным внешним видом. Рассмотрим только наиболее важные особенности легковых автомобилей.

Впервые созданный автомобиль «Хорнет» концерна АМС, совершенно новой по принципу конструкции, цене и художественному оформлению. Он предназначен исключительно для рынка дешевых автомобилей.

Наиболее значительным изменением подвергся автомобиль «Линкольн Контиенталь».

Он появился в ту пору, когда шла дискуссия о преимуществах безрамной, несущей конструкции над конструкцией с отдельными рамой и кузовом. Тогда

«Автомобильная промышленность США», том 141, № 7 (19), стр. 17—19, 107

Обгоняемые и обгоняющие автомобили являются отвлекающими факторами и, влияя на порог чувствительности R , увеличивают время τ_1 в соответствии с формулой (11). Однако обгон другого автомобиля отвлекает водителя больше, чем обгоняющий автомобиль и, вводя коэффициенты пропорциональности a_3 и b_3 , можно равенство (9) выразить так:

$$\tau = \frac{1}{k} \log \times \frac{E}{E - (R_0 + av^3 + jv + a_3z_1 + b_3z_2)}.$$

Из этого выражения можно определить максимальное значение безопасной скорости, если известна функция распределения скоростей и все входящие в уравнение коэффициенты, характеризующие как конструктивные параметры автомобиля, так и психофизиологические свойства человека.

Психофизиологические параметры человека влияют на безопасность движения при появлении во время обгона встречных автомобилей. Если время, необходимое для безопасного обгона, мало отличается от времени, которое нужно для того, чтобы произошло столкновение со встречным автомобилем, водитель может принять или правильное, или неправильное решение. Кроме того, возможна ситуация «отсутствие решения», которая снижает вероятность правильного действия.

Если обозначить через $p(\Delta)$ плотность распределения колебаний порога чувствительности h , а через φ разницу между временем, необходимым для обгона, и временем, требуемым для столкновения ($\varphi > 0$ — опасность), то можно определить вероятность принятия неправильного решения

$$P_g = \int_{-\infty}^{-(h+\varphi)} P(\Delta) d\Delta.$$

При росте числа отвлекающих факторов увеличивается порог чувствительно-

сти h , что приводит к уменьшению P_g . Это происходит в результате того, что вследствие увеличения h в сомнительных ситуациях возрастает число случаев, когда водитель не принимает решения. Такая повышенная осторожность уменьшает вероятность принятия неправильного решения.

Удовлетворительные результаты при определении $P(\Delta)$ дают выражение

$$P(\Delta) = \frac{k_0}{2} l^{-k_0 |\Delta|},$$

где k_0 — коэффициент, характеризующий внутреннее изменение порога чувствительности.

Для $\varphi > 0$ имеем

$$P_g = \frac{1}{2} l^{-k_0(h+\varphi)}.$$

Различные значения времени φ при движении встречаются с различной вероятностью. Так, при движении на прямом участке дороги с хорошей видимостью все значения φ равновероятны. На дороге с большим числом поворотов большие значения φ более вероятны.

Если $f(\varphi)$ является плотностью распределения φ , то общая вероятность неправильного решения

$$P_g^* = \int_0^{\infty} P_g(\varphi) f(\varphi) d\varphi.$$

В этом случае, если $\varphi < 0$, обгон не опасен и неправильное действие водителя не ведет к аварии.

Таким образом, в работах Н. Рашевско-го показан математический подход к количественному анализу влияния психофизиологического состояния водителя на его возможность управлять движением автомобиля с различными скоростями движения при разнообразных внешних возмущениях.

Канд. техн. наук Ю. А. КОНЕВ

УДК 629.114.6«1970»(73)

ОСНОВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ США МОДЕЛЕЙ 1970 г.*

В МОДЕЛЯХ 1970 г. значительных изменений не произойдет, однако появятся несколько новых автомобилей и много автомобилей с измененным внешним видом. Рассмотрим только наиболее важные особенности легковых автомобилей.

Впервые созданный автомобиль «Хорнет» концерна АМС, совершенно новой по принципу конструкции, цене и художественному оформлению. Он предназначен исключительно для рынка дешевых автомобилей.

Наиболее значительным изменением подвергся автомобиль «Линкольн Контиенталь».

Он появился в ту пору, когда шла дискуссия о преимуществах безрамной, несущей конструкции над конструкцией с отдельными рамой и кузовом. Тогда

на автомобиле устанавливался несущий кузов, который сохранился до этого года. В 1970 г. автомобиль опять конструируется с отдельной рамой вместо несущего кузова.

Фирма Шевроле предлагает новый, красиво оформленный спортивный легковой автомобиль «Монте Карло».

В основном кузова легковых автомобилей концерна ГМС с каркасом типа А оборудованы совершенно новыми панелями. В результате изменился внешний вид автомобилей F-85 фирмы Олдсмобил, «Темпест» фирмы Понтиак, а также автомобилей меньшего размера фирм Шевроле и Бюик. Автомобиль «Файербёрд» фирмы Понтиак, по-видимому, подвергнется значительным изменениям во внешнем оформлении, так как выпуск новой модели намечен только на начало 1970 г.

Внешний вид автомобиля «Барракуда» фирмы Плимут концерна Крайслер полностью изменился. То же относится к автомобилю «Челенджер» фирмы Додж того же концерна.

У концерна Форд фактически совершенно новыми будут автомобили «Торино» и «Меркьюри Монтего». Во многих отношениях изменилось внешнее оформление автомобиля «Сандерберд».

Радикальным изменением в автомобилях концерна СМС явилось устранение наружной антенны. Теперь антенна заделана в стекло ветрового окна.

Почти все автомобили снабжены скрытыми щетками стеклоочистителей, у четырехступенчатых коробок передач предусмотрен рычаг управления типа «Харст», смонтированный на полу.

Все фирмы в качестве стандартного оборудования применяют шины с опоясывающим слоем из стеклопластика. Из-

вестны только два исключения: впервые в США на автомобиле «Марк III» будут установлены радиальные шины «Мишлен» с опоясывающим стальным слоем и на автомобилях «Сандерберд» — радиальные шины.

На всех автомобилях, если покупатель заказывает систему сервопривода дверных замков, устанавливается автоматическое устройство для обычных замков спинок сидений.

Почти все автомобили оснащаются замком, запирающим рулевое управление и зажигание. Автомобили, намечаемые для продажи в Калифорнии, оборудуются системой, предотвращающей испарение бензина из бака и карбюратора.

Как и ожидалось, в 1970 г. будут широко использоваться дисковые тормоза. Они будут стандартными на автомобилях «Марк III», «Сандерберд» и «Континенталь» концерна Форд. По желанию покупателя дисковые тормоза будут устанавливаться на всех легковых автомобилях этой фирмы, если заказаны усилители тормозов.

Концерн AMC ставит по заказу дисковые тормоза только на автомобили, оборудованные восьмицилиндровыми V-образными двигателями. У фирмы Олдсмобил автомобили «98» и «Торонадо» в стандартном исполнении оснащаются дисковыми тормозами, а на всех остальных такие тормоза можно заказать при наличии усилителей. Фирма Бюик устанавливает дисковые тормоза по заказу только на свои более дорогие автомобили.

Особенно часто использует дисковые тормоза фирма Шевроле. Они стандартны для автомобилей «Каприс» с кузовами типа купе и седан, «Импала Кастом» с кузовами типа купе, для нового автомобиля «Монте Карло» и большинства автомобилей с кузовами типа универсал. Их можно заказать также для остальных автомобилей фирмы.

Фирма Понтиак дисковые тормоза в качестве стандартного оборудования устанавливает на автомобили «Гранд При», на остальных — по заказу при наличии усилителя.

Впервые в 1970 г. некоторые серийные автомобили будут оснащаться электронными системами, предотвращающими занос автомобиля при торможении. Электронная система Шур-Трек фирмы Келлен-Хейс является стандартным оборудованием на автомобилях «Марк III» и по заказу устанавливается на автомобили «Сандерберд» и «Континенталь» концерна Форд. Концерн GMC ставит электронную антиблокировочную систему только на автомобили «Торонадо». Эта система разработана совместно фирмами Олдсмобил, Делько-Морэн и другими фирмами-поставщиками, являющимися отделениями концерна.

Обе системы воздействуют только на задние колеса. Четырехколесная система, о которой сообщалось в начале 1969 г. фирма Борг Уорнер, пока на автомобилях не устанавливается.

Быстро растет применение пластмасс. Работы, связанные с пластмассами, стали ведущими в большинстве организаций.

Фирма Понтиак, первой использовавшая пластмассовую облицовку радиатора, сейчас применяет ее на автомобилях

«Каталина», «Экзекютив Темпест», «Ле Манс», «Ле Манс Спорт» и «ГТО». Цельная панель над облицовкой на указанных автомобилях (кроме первых двух) изготовлена из пластмассы, армированной стекловолокном. В этой панели посажены фары. Впервые фирма будет применять на автомобилях с кузовами типа универсал, поставляемых в Калифорнию, пластмассовые бензиновые баки. Автомобили «Бонневиль» и «Гранд При» оснащены облицовкой, отлитой из цинкового сплава под давлением, на последнем автомобиле она обрамлена пластмассовой рамкой.

Фирма Шевроле провела значительную работу по применению пластмасс. Облицовки на всех автомобилях изготовлены из пластмассы. Исключение составляет автомобиль «Монте Карло», у которого литая под давлением цинковая облицовка. Кроме того, автомобили «Шевел» и «Монте Карло» оснащены панелью приборной панели из стеклопластика. Из этого материала изготовлена внутренняя панель крыла, придающая ему дополнительную жесткость.

Автомобиль «Линкольн Континенталь» имеет необычный полипропиленовый брызговик, который служит также внутренним покрытием крыла и содержит отформованный в нем поддон для аккумуляторной батареи. Эта цельная деталь заменяет сборную из трех листовых металлических деталей.

Фирма Форд применяет составную из многих элементов пластмассовую облицовку на автомобилях XL и LTD; оригинальную алюминиевую облицовку из выдавленных профилей на автомобиле «Сандерберд» и облицовку, также выдавленную из алюминиевого сплава, на автомобилях «Кастом», «Кастом 500» и «Галакси 500».

Автомобиль «Хорнет» концерна AMC снабжен черной анодированной алюминиевой облицовкой, автомобиль «Амбасадор» — отлитой под давлением из цинкового сплава, а остальные автомобили этого концерна — пластмассовой облицовкой.

Все легковые автомобили концерна Крайслер имеют пластмассовую облицовку радиатора, кроме автомобилей «Челенджер» и «Монако» фирмы Додж. Кроме того, такие облицовки применяются на грузовых автомобилях малой грузоподъемности.

Фирма Олдсмобил концерна GMC делает внутреннее пластмассовое покрытие крыла на всех автомобилях.

Несколько лет назад стекловолокно впервые было использовано для световодов. Теперь световоды применяются по заказу для сообщения водителю о исправности фонарей и ламп, установленных сзади автомобиля.

Еще одним интересным случаем применения пластмассы служит капот с воздушозаборником для автомобилей с повышенными динамическими качествами, оборудованных специальным комплектом деталей. На некоторых таких автомобилях капот стальной, но с пластмассовыми вставками.

В 1970 г. фирма Бюик стала применять закрытую систему охлаждения с прозрачным пластмассовым бачком для сбора перетекающей через край жидкости. Такую систему ранее использовала фирма Кадилак.

Концерн AMC на автомобилях «Джевелин» и AMX использует для ветрового окна безопасное слоистое стекло «Корнинг Чимсон». Это единственный случай, когда на американских автомобилях применяется такое стекло. При сильном столкновении внутренний химически обработанный слой этого стекла растягивается и стекло остается неповрежденным. При большой аварии внутренний слой мгновенно раздробляется на мелкие куски с тупыми гранями.

Фирма Кадилак впервые в американской промышленности изготавливает для всех автомобилей, кроме «Эльдорадо», цельную поворотную цапфу из чугуна с шаровидным графитом. Такая цапфа заменяет деталь, составленную из трех различных поковок, а также необходимые для их соединения крепежные детали.

Другой интересной новинкой является прекращение использования двухдиапазонной автоматической передачи на автомобилях концерна GMC. Теперь устанавливается только трехдиапазонная передача «Гидра-Матик».

Основные особенности двигателей, устанавливаемых на автомобилях моделей 1970 г., следующие.

Все фирмы внесли дополнительные изменения в двигатели для уменьшения загрязнения атмосферы. Так, одним из изменений во всех легковых автомобилях концерна GMC является введение системы регулировки угла опережения зажигания в зависимости от включенной передачи в коробке передач.

Для автомобилей концерна Форд выпущен заново сконструированный восьмицилиндровый V-образный двигатель «351» (рабочий объем 5,75 л) на втором моторостроительном заводе концерна Форд в Кливленде. Концерн затратил 100 млн. долл. на конструирование двигателя и оснастку для его производства на заводе, построенном с наиболее полным использованием последних достижений в области автоматизации.

Привлекает внимание введение фирмой Олдсмобил роторов фирмы TRW для впускных и выпускных клапанов на всех восьмицилиндровых двигателях. Эти роторы заставляют клапаны вращаться на своих седлах, в результате чего седла остаются чистыми и увеличивается срок службы клапанов.

Руководящая роль концерна сказывается в том, что фирмы-отделения концерна GMC не свободны в выборе двигателей для своих автомобилей. Например, фирмы Олдсмобил и Бюик уже некоторое время используют шестицилиндровый двигатель «250» (рабочий объем 4,10 л) фирмы Шевроле. В 1970 г. фирма Понтиак прекратила выпуск своего шестицилиндрового двигателя с верхним распределительным валом и вместо него ставит также двигатель «250». Это сделано, несомненно, для повышения экономичности производства, а также упрощения хранения и распределения запасных частей.

Фирмы, входящие в концерн GMC, выравнивают мощности своих двигателей. Так, фирмы Бюик и Понтиак предлагают восьмицилиндровые двигатели «455» (рабочий объем 7,46 л), первая вместо двигателей «400» и «430» (6,55 и 7,04 л) и вторая — вместо двигателя «428» (7,01 л). Двигатель «455» фирма Олдс-

Параметры	Фирмы			
	Олдсмобил	Бюик	Понтиак	Шевроле
Модель двигателя (рабочий объем в куб. дюймах)	455*	455*	455*	454*
Рабочий объем в л	7,46	7,46	7,46	7,44
Диаметр цилиндра в мм	104,9	109,5	105,5	108,0
Ход поршня в мм	108,0	99,0	106,9	101,6
Степень сжатия	10,25	10,00	10,25	10,25
Максимальная мощность в л. с. при числе оборотов в минуту	375—4600	370—4600	370—4600	360—НД
Максимальный крутящий момент в кгм при числе оборотов в минуту	70,5—3000	70,5—2800	69,1—3100	69,1—НД

Примечание. НД — нет данных.

мобил выпускала уже в прошлом году. Фирма Шевроле не создала своего двигателя «455», но изготавливает двигатель «454» (7,44 л), заменяющий двигатель «427» (7,00 л) на всех автомобилях, кроме «Корвет». Основные технические характеристики этих двигателей приведены в таблице.

Фирма Шевроле дополнительно выпускает двигатель «400» в вариантах с

двух- и четырехкамерными карбюраторами.

Фирма Кадилак теперь имеет только для автомобиля «Эльдорадо» двигатель «500» (8,19 л), построенный на базе серийного двигателя «472» (7,73 л). Двигатель «500» — самый большой из применяемых на американских легковых автомобилях.

Номенклатура двигателей концерна

Крайслер не изменилась, если не считать введения восьмичилиндрового V-образного двигателя «440» (7,21 л) в форсированной модификации с тремя двухкамерными карбюраторами.

Существует еще одно изменение, связанное с введением устройств, уменьшающих выделение вредных примесей в атмосферу. Когда фирма Кадилак впервые ввела двигатель «472», отличительной особенностью этого двигателя было наличие сборника для сжатого воздуха, необходимого для системы, уменьшающей токсичность отработавших газов путем впрыска воздуха. В 1970 г. фирма отказалась от этой системы, для которой требуются компрессоры и дополнительное оборудование. Вместо нее она, как и другие фирмы концерна GMS, применяет систему CCS («Клин Комбация» — «система чистого сгорания»), которая включает ряд изменений основных узлов двигателя для обеспечения полного сгорания (подогрев воздуха, изменение регулировки карбюратора и распределителя и т. д.).

РЕФЕРАТЫ СТАТЕЙ

УДК 621.43—72:621.434.1

О сроках смены масла в стационарных карбюраторных двигателях, созданных на базе автомобильных. Коллегов Е. В., Воденников А. Я. «Автомобильная промышленность», 1970, № 5.

На основе данных длительных 6000-часовых испытаний двигателей модели 320В (320) определены сроки смены масла; влияние системы вентиляции картера на расход масла; показано, что батарейное зажигание существенно улучшает топливную экономичность двигателя при работе на переменном режиме и влияет на условия работы картерного масла. Рис. 3. Библ. 8.

УДК 621.43—225.1:629.113.001.5

Исследование впускного тракта V-образного шестицилиндрового двигателя. Захаров Л. А. «Автомобильная промышленность», 1970, № 5.

В результате исследований определены оптимальные формы отдельных участков впускного тракта и величины радиусов поворота, позволяющие повысить пропускную способность тракта на 20%. Рис. 4. Библ. 4.

УДК 629.113.001.4:620.1.05

Высоочастотный датчик малого давления. Горнушкин Ю. Г., Рыбаков А. Ю. «Автомобильная промышленность», 1970, № 5.

Описан датчик давления с тензометрическим чувствительным элементом. В комплекте со стандартной тензометрической аппаратурой датчик позволяет измерять давления в диапазоне от 10—15 мм вод. ст. до 0,65 кг/см². Частота собственных колебаний упругой системы датчика составляет 1100 гц. Рис. 2. Библ. 5.

УДК 629.113.012.5.004.6:629.113.001.1

Влияние износа шин на их характеристики и тягово-сцепные качества автомобиля. Кнороз В. И., Кленников Е. В. «Автомобильная промышленность», 1970, № 5.

Экспериментальные исследования проведены на различных фазовых дорожных покрытиях. Показано, что с увеличением износа шин происходит резкое падение тягово-сцепных качеств автомобиля. Табл. 2. Рис. 3.

УДК 629.113.001.4:620.1.05

Торсионграфирование при испытаниях автомобилей. Вафин Р. К., Иванов В. А., Смирнов В. Ф. «Автомобильная промышленность», 1970, № 5.

Изготовлен торсионграф, в котором пишущее перо торсионграфа Гейгера заменено пластиной равного сопротивления с тензодатчиками. Сигнал с датчиков без усиления подается непосредственно на шлейфовый осциллограф. Приведены данные по торсионграфированию и тензометрированию. Табл. 2. Рис. 3. Библ. 6.

УДК 629.113.027.001.1

О сцепном весе автомобилей с приводом на передние колеса. Голомидов А. М. «Автомобильная промышленность», 1970, № 5.

Дается методика выбора оптимальных значений сцепного веса для автомобилей с приводом на передние колеса. Гл. 1. Рис. 2. Библ. 3.

УДК 629.113—585.862.001.5

Опыт совершенствования карданных передач. Дехтяр В. А.

«Автомобильная промышленность», 1970, № 5.

Даются статистический анализ ресурса карданного шарнира, обоснование и описание шарнира и подшипников новой конструкции высокой долговечности. Приводятся методы контрольных испытаний. Табл. 3. Рис. 5. Библ. 4.

УДК 621.43—242.001.5

Радиальное перемещение поршня с дезаксиальной осью поршневого пальца. Мищенко А. И. «Автомобильная промышленность», 1970, № 5.

Приведен анализ перекладки поршня у в. м. т., краткое описание экспериментальной установки, методика измерения перекладки поршня и результаты измерений, дана также номограмма для определения оптимальной величины смещения поршневого пальца. Рис. 4. Библ. 7.

УДК 629.113.012.8.001.5

Исследование влияния сухого трения на колебания подвески автомобиля при сложном возмущении. Левзнер Я. М., Гридасов Г. Г. «Автомобильная промышленность», 1970, № 5.

Получены уравнения, которые показали, что при одновременном воздействии на автомобиль двухчастотных колебаний или спектра частот наблюдается эффект вибрационной или статической линейнизации подвески с сухим трением. Приведены выражения, учитывающие демпфирующую способность сухого трения и влияние сухого трения на коэффициент перекладки подвески. Табл. 2. Рис. 5. Библ. 6.

УДК 629.113.012.8.001.5

Исследование сил сопротивления в подвесках легковых автомобилей высшего класса. Дербаремдикер А. Л., Соловьев И. К. «Автомобильная промышленность», 1970, № 5. Представлены фактические данные по величинам сопротивлений в подвесках ряда американских, европейских и отечественных автомобилей высшего класса. Исследованы силы постоянного и гидравлического сопротивлений (амортизаторы). При создании подвесок автомобилей высшего класса не полностью используются возможности их усовершенствования за счет амортизаторов. Табл. 2. Рис. 2. Библ. 7.

УДК 629.114.6:629.113.011.5.001.24

Расчет на изгиб кузова легкового автомобиля. Багров Г. М., Школьников М. В. «Автомобильная промышленность», 1970, № 5.

Изложена практическая методика расчета несущего кузова легкого автомобиля на изгиб. Теоретически обосновывается применяемая расчетная схема. Экспериментальные данные показали хорошие совпадения с расчетными. Рис. 4. Библ. 5.

УДК 621.914.5.004.15

Пути повышения эффективности процесса зубофрезерования. Калашников С. Н. «Автомобильная промышленность», 1970, № 5.

Определены наиболее важные узлы зубофрезерных станков, от которых зависит производительность и точность обработки; приведены примеры расширения технологических возможностей станков. Рассмотрены различные конструкции и материалы червячных фрез. Даны рекомендации по выбору режимов резания и рациональной эксплуатации червячных фрез. Табл. 2. Рис. 4.

Исследование гидравлического зажимного устройства для штампа с разъемными матрицами. Живов Л. И., Куимов В. Г. «Автомобильная промышленность», 1970, № 5.

Предложена конструкция штампа с разъемными матрицами, включающая в себя гидроцилиндр, заполненный вязкой жидкостью. Усилие смыкания возникает при вытеснении жидкости плунжером из области высокого давления гидроцилиндра через узкую конусную щель. Максимальное усилие достигается за счет сжатия жидкости. Приводятся расчеты усилия и результаты испытаний. Рис. 4. Библиограф. 4.

УДК 629.113.004.62:621.43-233.21

О влиянии макроотклонения шеек коленчатых валов на износ подшипников. Цой И. М. «Автомобильная промышленность», 1970, № 5.

Обоснована необходимость совместной оценки макроотклонения поперечных и продольных сечений детали. Предложены новые показатели их оценки. Даны результаты исследования влияния исходных макроотклонений шеек коленчатых валов ГАЗ-69 на износ детали. Рис. 4. Библиограф. 6.

УДК 629.113:621.81:621.919.1:621.226

Протягивание наружных поверхностей на вертикально-гидравлических прессах. Старинов В. И., Кудинев Е. И. «Автомобильная промышленность», 1970, № 5.

Протягивание на прессах С-949 позволяет снизить стоимость производства малогабаритных автомобильных деталей за счет замены фрезерования протягиванием и за счет снижения стоимости оборудования. Рис. 3.

УДК 621.43.044.6:629.113:621.757—52

Автоматизация сборки и сварки панетов статоров автомобильных генераторов. Дагаев В. А., Тарасов Н. И., Вурлаков В. В., Рыжков В. Г. «Автомобильная промышленность», 1970, № 5.

Изложены результаты, полученные при разработке и внедрении автоматов сборки панетов статоров автомобильных генераторов. Приведена техническая характеристика, описана работа автомата. Рис. 3.

ВНИМАНИЮ ЧИТАТЕЛЕЙ!

В магазине № 8 «Техническая книга» (Москва, К-31, Петровка, 15) продаются книги по автомобилестроению.

Архангельский В. М. и др. Автомобильные двигатели. Учебник для вузов. 1967. 496 стр. 1 р. 59 к.

Долматовский Ю. А. Автомобильные кузова. Проектирование и конструкция. Учебник для техникумов. 1950. 328 стр. 47 коп.

Закин Я. Х. и др. Конструкция и расчет автомобильных поездов. 1968. 332 стр. 31 коп.

Исаев А. С. Изучайте автомобиль. Изд. 2-е перераб. и доп. 1969. 392 стр. 93 к.

Кленников В. М. и Кленников Е. В. Теория и конструкция автомобиля. Учебник для техникумов. 1967. 312 стр. 88 коп.

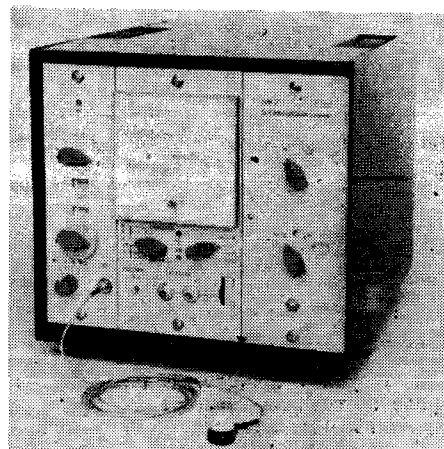
Петрушов В. А. Анализ работы многодисковых фрикционных трансформаторов. 1960. 80 стр. 25 коп.

Яценко Н. Н. и Прутчиков О. К. Плавность хода грузовых автомобилей. 1968. 220 стр. 1 р. 20 к.

Иногородним заказчикам книги высылаются наложенным платежом.

Изд-во «Машиностроение»

«СОЮЗКНИГА»



РФТ — ПРЕДСТАВИТЕЛЬ ПРОГРЕССИВНОЙ ТЕХНИКИ

ИЗМЕРЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ КОЛЕБАНИЙ И УДАРОВ,

например для обнаружения причин колебаний, определения собственных колебаний деталей конструкции, измерения на удар при ударном последовательном испытании приборов с помощью вновь разработанного

ИЗМЕРИТЕЛЯ КОЛЕБАНИЙ SM 211.

Этот измеритель не зависит от сети — большой частотный диапазон, — применяется многосторонне.

ФИРМА ВЫПУСКАЕТ:

Прецизионный измеритель уровня импульсного звука PSI 202

Измерители колебаний

Приемники с полупроводниковыми тензометрическими датчиками для измерения ускорений, пути и силы

Торговое Представительство ГДР в СССР
отд. Электротехники и Электроники
ул. Димитрова, 31. Москва

Elektrotechnik
EXPORT-IMPORT

VOLKSEIGENER AUSSENHANDELSBETRIEB DER
DEUTSCHEN DEMOKRATISCHEN REPUBLIK
DDR 102 BERLIN-ALEXANDERPLATZ
HAUS DER ELEKTROINDUSTRIE

Запросы на проспекты и их копии просим направлять:
Москва, К-31, Кузнецкий мост, 12. Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР [телеф. 220-78-51].
В/О «ВНЕШТОРГРЕКЛАМА»



Рассчитаны на долгую, безупречную работу и к тому же красивы



Грузовые автомобили Star 28 и Star 29 грузоподъемностью 5 т оборудованы соответственно дизелем и карбюраторным двигателем.

Кабины — новых, отличных от прежних моделей, конструкций и форм — хорошо обогреваются.

Лонжеронная клепаная рама с поперечинами изготовлена из прессованного листового металла.

Система рулевого управления с передачей винт — шариковая гайка обеспечивает легкость управления, требующего приложения небольших сил.

Шарнирная рулевая колонка позволяет регулировать положение рулевого колеса в зависимости от роста водителя.

Тормоза с разжимными колодками и приводом на все колеса имеют барабаны диаметром 420 мм и шириной 100 мм.

Конструкция тормозных колодок и система их установки изменены для обеспечения большой жесткости и уменьшения возможности появления недопустимого зазора.

Высокоскоростной воздушный компрессор, обслуживающий тормозную систему, перенесен с коробки передач на двигатель и приводится в действие клиновидным ремнем.

У двухступенчатого насоса тормозной системы (основной цилиндр) tandemного типа ход поршня больше, чем у предыдущих моделей.

Все это повышает долговечность тормозов и позволяет удлинить межрегулируемый период.

Размеры металлического кузова с деревянной платформой: 4500×2200 мм. Он приспособлен для транспортирования грузов на стандартных поддонах, что в значительной мере облегчает погрузочно-разгрузочные операции.

Новые грузовые автомобили
завода Star—первенца
польского автомобилестроения



В прежних моделях устанавливался деревянный кузов.

Поставляются также специальные автомобили на шасси автомобиля Star 28, например автофургон N110 VAN.

Автофургон Star N 100 предназначен для транспортирования грузов, требующих хорошей защиты от пыли и дождя. Корпус фургона, монтируемый на шасси автомобиля Star 28 или Star 29, пред-

ставляет собой металлическую рамную конструкцию, покрытую снаружи слоем изоляции и металлическими листами. В зависимости от вида транспортируемого товара внутренняя сторона корпуса может иметь различную отделку. Широкие двери в боковых стенках и задняя дверь облегчают погрузку и выгрузку крупногабаритных грузов.

Каждый автомобиль, предлагаемый объединением Pol-Mot, отличается повышенной прочностью и рассчитан на длительный срок службы в самых неблагоприятных условиях эксплуатации



Экспортер:
Внешнеторговое предприятие
автомобильной промышленности
POL-MOT

Warszawa, Stalingradzka 23, ПОЛЬША

Запросы на проспекты и их копии просим направлять по адресу: Москва, К-31, Кузнецкий мост, 12.
Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР (тел. 220-78-51). В/О «ВНЕШТОРГРЕКЛАМА»

Пневматические гайковерты ударного действия сокращают время сборочных и ремонтных работ

На ремонтных работах, как правило, половина полезного рабочего времени тратится на завинчивание и отвинчивание гаек и болтов. Много времени на подобные операции расходуется и при обычных сборочных и демонтажных работах.

Мощные пневматические импульсные гайковерты значительно сокращают время выполнения таких операций.

Модель гайковерта для болтов любого диаметра

Фирма АТЛАС КОПКО предлагает широкий ассортимент импульсных гайковертов для болтов диаметром от 6 до 32 мм. Все модели гайковертов снабжены мощными двигателями роторного типа. Крутящий момент двигателя во время импульсного такта многократно возрастает. Отсутствие обратной подачи делает работу с гайковертом удобной для оператора. Кроме того, изготавливается увеличенная модель для болтовых соединений с гайками шириной до 145 мм.

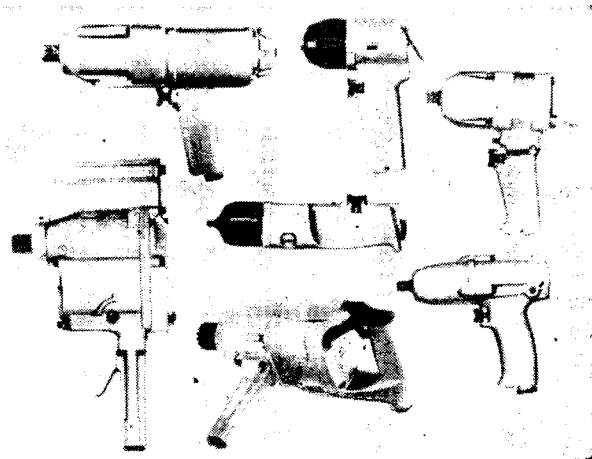
Предлагаются два типа гайковертов с одноударным или двухударным механизмом

Помимо двигателя, одноударный механизм состоит только из четырех движущихся деталей. Гайковерты этого типа развивают один большой крутящий импульс на один оборот ротора и работают в режиме от 10 до 17 импульсов в секунду. Они хорошо используются для крепления большинства типов жестких соединений.

Механизм имеет передний и обратный ход. Крутящий момент легко регулируется. Гайковерт может отвинчивать болты с высоким крутящим моментом и затягивать новый болт до точно установленного предела затяжки.

Двухударные гайковерты

В гайковертах двухударного типа двигатель работает с более высокой скоростью, инструмент создает два более слабых крутящих импульса за один оборот и работает в режиме от 30 до 45 импульсов в секунду. Такое действие является рациональным для монтажных работ. Двухтактные гайковерты относятся к универсальным инструментам и особенно удобны для работы с гибкими соединениями.



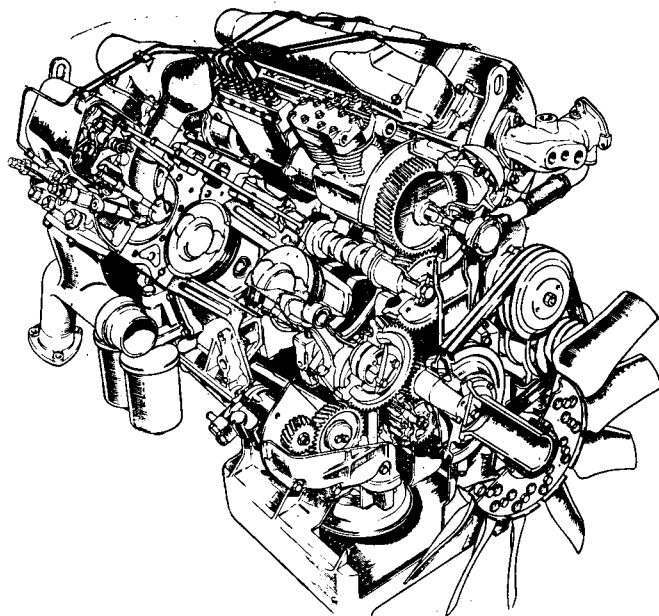
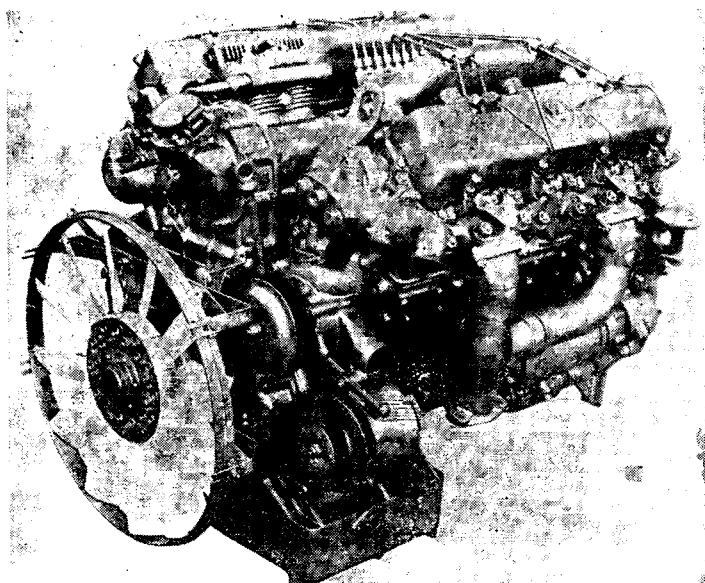
Модели гайковертов и их техническая характеристика

Наименование типа	Максимальный диаметр болта в мм	Число ударов в мин	Вес в кг
Одноударные модели:			
М 054	6	1000	1,45
М 14	8	1000	1,6
М 24	10	950	2,4
М 34	12	750	2,9
М 44	16	700	3,8
М 64	32	600	7,9
Двухударные модели:			
М 11	10	2800	1,9
М 25	16	1950	4,1
М 31	19	1850	5,0
М 43	22	1870	10,0
Увеличенная модель гайковерта М 41 ударного действия	145 (гайка)	880	36,0

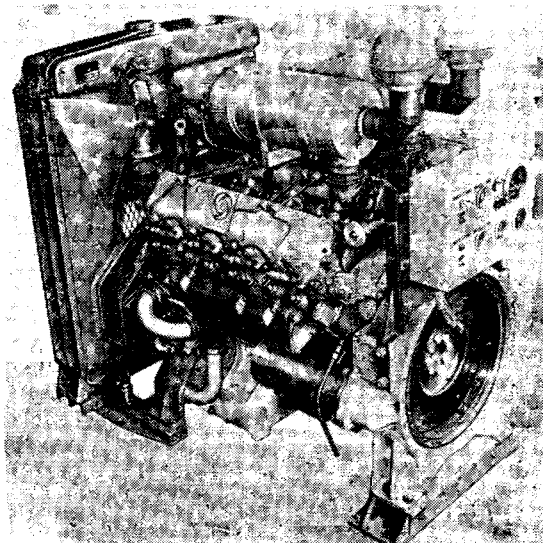
Запросы на проспекты и их копии просим направлять по адресу: Москва, К-31, Кузнецкий мост, 12. Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР [тел. 220-78-51]. В/О «ВНЕШТОРГРЕКЛАМА»

ATLAS COPCO AB, S-10523 STOCKHOLM, SWEDEN

Atlas Copco



Дизель V8 серии 801 **мощностью 277 л.с.,** **выпускаемый фирмой** **Бритиш Лейланд**



Восьмицилиндровый V-образный дизель, изготовленный английской фирмой Бритиш Лейланд, предназначен для автомобильного транспорта и промышленных целей. Благодаря рациональной конструкции дизеля, его мощность на единицу веса значительно выше, чем у других дизелей подобного типа. Дизель обладает способностью создавать высокий момент при низком числе оборотов. Обслуживание его при текущем ремонте простое. Этим обеспечивается надежная работа дизеля V8 серии 801 в течение длительного срока службы.

Дополнительные сведения по данному дизелю, а также по другим дизелям производства фирмы БРИТИШ ЛЕЙЛАНД, можно получить от нашего Отдела технического обслуживания.

Показатели	DIN 70020	DIN 6270 (непрерывный режим)
Мощность в л. с.	227	201
Число оборотов в минуту	2600	2200
Крутящий момент в кг/м при 1400 об/мин	88,6	70,8

Отделение специальных продуктов



SPECIAL PRODUCTS DIVISION
 Leyland, Lancashire,
 Англия, Телетайп: 67665

Запросы на проспекты и их копии просим направлять по адресу: Москва, К-31, Кузнецкий мост, 12. Отдел промышленных каталогов ГПНТЕ СССР (тел. 220-78-51). В/О «ВНЕШТОРГРЕКЛАМА»

REISS

Оборудование рабочего места Вашего конструктора

Вы создадите своим конструкторам оптимальные рабочие условия,
снабдив их рабочие места оборудованием фирмы REISS



Представительство в СССР: Торгпредство ГДР в СССР, Москва, ул. Донская, 46. Импортёр: В/О «РАЗНОЭКСПОРТ»

Изготовитель: VEB KOMBINAT ZENTRONIK Bad Liebenwerda DDR

Экспортёр:

intermed
EXPORT-IMPORT

VOLKSEIGENER AUSSENHANDELSBETRIEB DER
DEUTSCHEN DEMOKRATISCHEN REPUBLIK

AUSRÜSTUNG UND VERSORGUNG VON
GESUNDHEITS- UND BILDUNGSEINRICHTUNGEN

DDR 102 BERLIN, SCHICKLERSTRASSE 5/7, P.O.B.17

Германская Демократическая Республика

Запросы на проспекты и их копии просим направлять по адресу: Москва, К-31, Кузнецкий мост, 12. Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР [тел. 220-78-51] В/О «ВНЕШТОРГРЕКЛАМА».