

Автомобильная промышленность



12

1960

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ ИСПЫТАНИЯ

А. И. Гор, Л. И. Вихко — Кузов автомобиля «Чайка»	1
А. Х. Лефаров — Новые блокирующиеся дифференциалы	4
Ю. А. Коган — Определение профиля кулачков с плавным изменением ускорений	7
Н. М. Шикунина, В. С. Золотаревский, Б. Я. Черняк — О повышении экономичности карбюраторного двигателя на частичных нагрузках	9
Б. А. Куров — О методике стендовых испытаний автомобильных карбюраторных двигателей	12
Я. С. Агейкин — Выбор размеров шин с регулируемым внутренним давлением воздуха	14
И. Б. Тартаковский — Влияние вращения тарелки клапана на износ кулачка	18
М. М. Слуцкий — Влияние развала и схода передних колес на накат автомобиля	19
С. И. Иванов — Расчет резиновой упругой муфты для трансмиссии автомобиля	20
В. Н. Лисицын, Е. Н. Бурдасов — Методика исследования работы газораспределительного механизма двигателя	24

ТЕХНОЛОГИЯ

Л. Г. Горюнов — Пневматическое приспособление для фрезерования трех плоскостей корпуса масляного насоса	27
В. Н. Амосов, Д. М. Померанец, Я. П. Гончаров — Выбор контролируемых атмосфер для защиты от обезуглероживания при отжиге перлитного ковкого чугуна	28
С. А. Никитин — Автоматическая многоточечная сварка при сборке кузовных узлов на заводах Англии	29
Н. П. Лебединский — Режимы абразивной обдирки литья автомобильных деталей	32

ИНФОРМАЦИЯ

Зденек Кейвал — Основные требования к кузову автомобиля	35
К. М. Атоян — Венгерские автобусы	39
Новые книги	41
Указатель статей, опубликованных в журнале «Автомобильная промышленность» в 1960 г.	43
На обложке — Цементовоз С-570 грузоподъемностью 15 т Павшинского литейно-механического завода.	

Редактор К. П. Иванов

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

А. А. Андерс, Е. В. Арманд, В. А. Бабенко, М. И. Басов, Н. А. Бухарин, Г. Е. Вассерман, Г. М. Владимиров, А. С. Евсеев, Г. В. Зимелев, К. П. Иванов, М. Я. Иоаннесянц, К. А. Калачев, И. И. Киселев, Л. В. Косткин, Д. В. Лялин, П. В. Иагаев, Д. Д. Мельман, М. А. Пашин, Э. С. Разамат, В. Я. Селифонов, К. В. Строганов, Б. С. Фалькевич, Г. А. Феста, С. Б. Чистозвонов, В. Н. Шаховцев

АДРЕС РЕДАКЦИИ:

Москва, И-51, Неглинная, 23, 2-й этаж, комн. 203. Тел. К 0-19-00, доб. 314 и 149.

Технический редактор Б. И. Модель

Корректор И. Г. Петрова.

Сдано в производство 10/X 1960 г.

Подписано в печать 29/XI 1960 г.

Т-13639. Тираж 12575 экз. Печ. л. 6. Уч.-изд. л. 8,5 Бум. л. 3.

Формат 60×92¹/₈. Зак. 4018.

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

Конструирование Исследования Испытания

Кузов автомобиля «Чайка»

А. И. ГОР, Л. И. ВИХКО
Горьковский автозавод

Внутреннее помещение кузова отделано красной обивкой светлых тонов, гармонирующих с окраской автомобиля.

Показатели	ГАЗ-12	ГАЗ-13
Длина	5530	5630
Ширина	1900	2000
Высота	1330	1580
База	3200	3250

В таблице приведены основные размеры (в мм) автомобилей ГАЗ-12 и ГАЗ-13.

Для уменьшения вибрации крыши, имеющей малую поперечную кривизну, и шума в кузове в каркас кузова введено четыре усиливающих поперечных ребра.

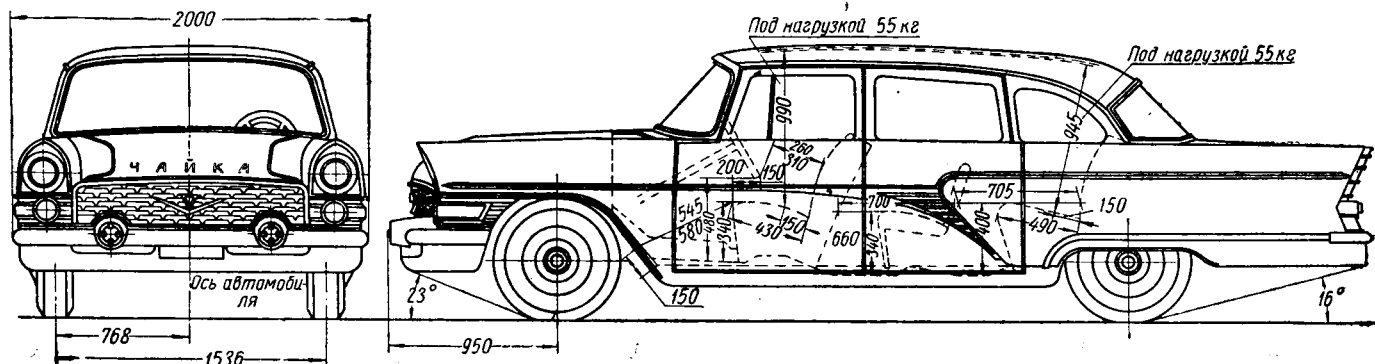


Рис. 1. Общий вид автомобиля.

Передние крылья, брызговики со щитками и облицовка радиатора представляют собой отдельный узел, который может сниматься с автомобиля; в то же время демонтаж двигателя можно производить не снимая крыльев.

Передняя часть данного узла жестко связана с рамкой облицовки, на которую устанавливается радиатор двигателя.

Облицовка радиатора имеет ажурный рисунок и собирается из двух половинок. В зависимости от окраски кузова устанавливается стальная хромированная или алюминиевая анодированная под золото облицовка.

Фары сверху закрыты выступающими кромками передних крыльев и снабжены хромированными отражателями; это

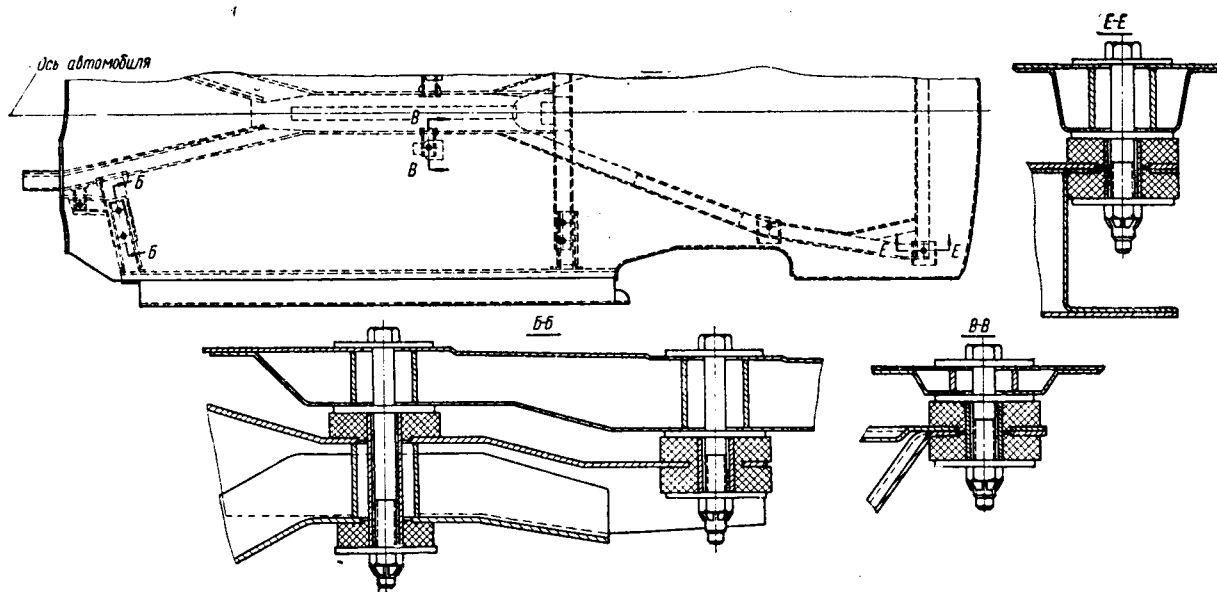


Рис. 2. Крепление кузова к раме.

Эта рамка в центральной части прикреплена к поперечине рамы через резиновые прокладки.

Такое крепление позволяет уменьшить влияние перекосов рамы при движении автомобиля на крылья. По бокам рамка радиатора опирается на раму автомобиля двумя резиновыми буферами, удерживающими крылья от поперечных колебаний (рис. 3).

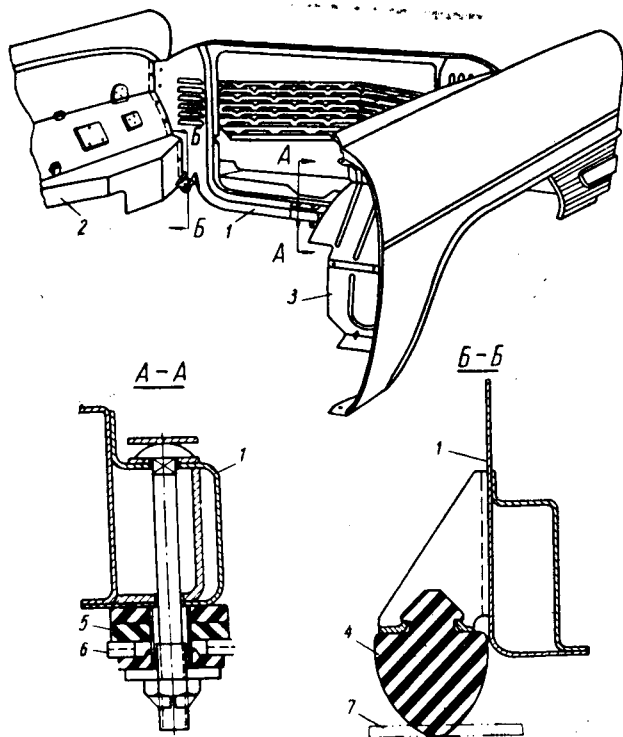


Рис. 3. Схема крепления передних крыльев:

1 — рамка радиатора; 2 — брызговик крыла; 3 — щиток крыла; 4 — буфер; 5 — резиновая прокладка; 6 — кронштейн рамы; 7 — рама автомобиля.

улучшает освещение дороги и препятствует рассеиванию света вверх.

Кроме фар и подфарников, предусмотрены противотуманные фары, расположенные близко к дороге.

Капот аллигаторного типа обеспечивает хороший доступ к двигателю. Петли капота снабжены балансирными пружинами для удержания его в открытом положении.

Замок капота, не допускающий случайного открывания капота при движении автомобиля, заимствован от автомобиля «Волга» с приводом из кузова с левой стороны от водителя.

Панорамное стекло ветрового окна изготовлено из полированного трехслойного безосколочного стекла (триплекс), заднее и боковое стекла — закаленные (сталинит).

Хромированные окантовки ветрового и заднего окои прикрепляются с помощью держателей и болтов, проходящих сквозь отверстия в усилителях оконных проемов (рис. 4).

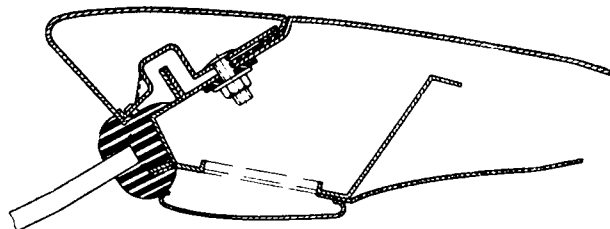


Рис. 4. Сечение по ветровому окну.

С внутренней стороны кузова ветровое окно с трех сторон (сверху и с боков) имеет отделочную рамку, а заднее окно не имеет рамки.

Двери автомобиля «Чайка» в отличие от дверей автомобиля ГАЗ-12 открываются по ходу движения, задняя дверь навешена на центральную стойку. Такая навеска, не ухудшая удобства входа и выхода, позволяет избежать случайного открывания дверей на ходу автомобиля.

Петли дверей (стальные кованые) прикрепляются к дверям и кузову болтами. Оси петель смазываются через пресс-масленки при открытых дверях.

Ограничитель хода двери, фиксирующий ее также в открытом положении, — новой оригинальной конструкции, обеспе-

чивающей мягкость и бесшумность в работе (рис. 5). Замок роторного типа — одношипный со стальным ротором и кнопочным приводом с наружной стороны.

Стеклоподъемник рычажно-шестеренчатого типа с приводом от электродвигателя, питающегося от общей электросети.

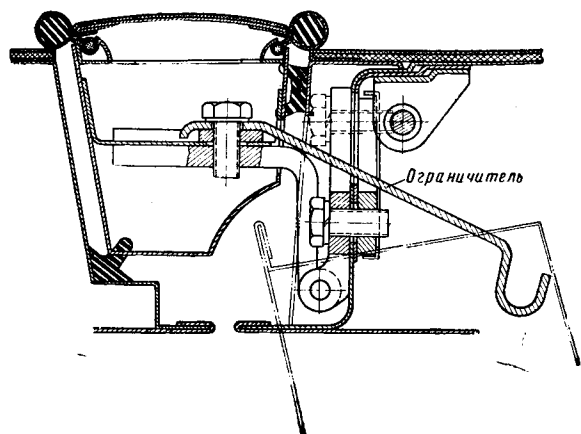


Рис. 5. Ограничитель открывания двери.

ти автомобиля. Стекла поднимаются и опускаются кнопочными выключателями, расположенными на каждой двери; стеклами всех дверей можно также управлять с места водителя.

Привод стеклоподъемника имеет червячный редуктор, соединяющийся с электродвигателем через резиновую муфту.

Спиральная пружина стеклоподъемника компенсирует вес стекла и разгружает электродвигатель.

На передних дверях и на окнах боковины имеются поворотные стекла бессквозняковой вентиляции.

Стойка, разделяющая поворотное и опускающее стекла на передней двери, — неподвижная. На обеих передних дверях имеются наружные выключатели замка и подлокотника. Запор замков изнутри — кнопочный. Все двери имеют внутренние съемные отделочные рамки окон.

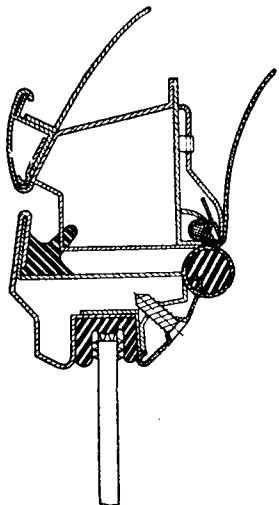


Рис. 6. Безгвоздевое крепление обивки крыши и кантов.

Уплотнение дверей обычное, двойное, осуществляется фланцевым уплотнителем из губчатой резины, работающим на изгиб, и внутренним кантом из губчатой резины, обтянутой шелковой лентой или сукном.

На сложных переходах двери установлены специальные формованные уплотнители.

Внутренние канты прикрепляются без гвоздей при помощи язычков, просеченных в усилителях стоек и реек крыши (рис. 6).

Облицовка порога — из нержавеющей стали.

В задней части кузова имеется вместительный багажник.

Несъемные задние крылья позволили значительно увеличить объем багажного помещения. Запасное колесо

установлено в багажном помещении вертикально у правой стороны. Крышка багажника двухпанельная для предохранения наружной панели от ударов багажом. Петли крышки внутренние штампованные. Легкий подъем и удержание крышки в открытом положении осуществляются за счет двух торсионов. Замок — с кнопочным наружным приводом.

Большие задние фонари состоят из трех фонарей: габаритного со светоотражателем (он же стоп-сигнал); указателя поворота и освещенного при движении назад.

Пассажиры внутри автомобиля размещаются на трех рядах сидений: переднем, заднем и откидном.

Переднее двухместное сиденье перемещается вдоль кузова в пределах 60 мм. Остовы переднего и заднего сидений изготовлены из легких штампованных и профилированных деталей. Каркасы подушек и спинок выполнены из набора змеевидных пружин, поверх которых лежит мешковина, прошитая провололочными нитями, затем прокладка из мягкой губчатой резины толщиной 35—40 мм, ватная прокладка и лицевая обивка из сукна или материала из искусственных волокон в комбинации с кожаным покрытием (рис. 7).

Откидные сиденья имеют складную спинку и в сложенном положении располагаются за спинкой переднего сиденья. Наклон сиденья регулируется упорными винтами, расположенными на нижних стойках. Пружинящим элементом является прокладка из мягкой губчатой резины.

Заднее сиденье — трехместное.

Внутренняя обивка кузова так же, как и обивка сидений, выполнена из сукна и заменителя кожи. Обивка крыши подвешена на специальных дугах и так же, как и обивка каркаса и канты проемов дверей, крепится без гвоздей. Обивка дверей закреплена на панели пистонами.

Для отопления кузова и обогрева ветрового стекла используется горячая вода из системы охлаждения двигателя. Воздух через радиатор отопителя просасывается принудительно вентилятором с двухскоростным электродвигателем.

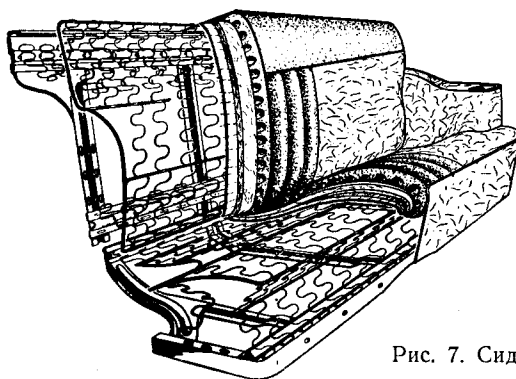


Рис. 7. Сиденье.

Принудительная подача воздуха позволяет пользоваться отопителем и на стоянке при работающем двигателе. На радиатор отопителя можно подавать внутренний воздух кузова, значительно увеличивая температуру воздуха внутри кузова, прикрыв при этом наружный люк воздухопритока и открыв внутренний люк корпуса вентилятора.

Для обдува ветрового стекла теплым воздухом установлен второй вентилятор с электродвигателем. В случае необходимости предусмотрена возможность использования всего потока теплого воздуха отопительной системы на обогрев ветрового стекла.

Отопительная установка автомобиля обеспечивает хороший обогрев переднего и заднего помещения кузова и предохраняет ветровое стекло от обледенения при температуре воды в радиаторе около 80°. В летнее время радиатор отопителя отключается, а система используется для вентиляции.

Для очистки стекла от воды, снега и грязи с наружной стороны установлен двухщеточный стеклоочиститель с приводом от электродвигателя и обмывочное приспособление с ножным приводом.

Панель приборов — съемная, состоит из двух частей (верхней и нижней), монтируемых отдельно в кузове. Это значительно облегчает монтаж целого ряда электроприборов, находящихся на нижней панели.

На этой панели находятся приборы, часы, кнопки управления коробкой передач, радиоприемник, пепельница, прикуриватель и ряд ручек и кнопок управления различными приборами.

В нижней части панели приборов помещается ящик для мелких предметов, освещаемый лампой, включающейся при открывании крышки.

Во избежание бликов, утомляющего глаза водителя, верхняя панель оклеивается матовым кожаным материалом с прослойкой из губчатой резины. Резина применяется для лучшего контакта с нижней панелью и отделочными рамками. Панель приборов прикрепляется в двух точках к кузову и в трех к нижней панели.

На панели приборов установлен пятидиапазонный радиоприемник с автоматической и ручной настройками и двумя

динамиками (основным на панели приборов и дополнительным на задней полке). Телескопическая антенна с электрическим приводом установлена на правом крыле.

Внутреннее освещение кузова обеспечивается потолочным плафоном.

Дополнительное оборудование кузова составляют: подлокотники на передних дверях и боковинах заднего сиденья, держатели на спинке переднего сиденья и на задних стойках, крючки для одежды, четыре пепельницы (на панели приборов, на спинке переднего сиденья и на правом и левом подлокотниках задних сидений) и зеркало заднего вида на верхней части ветрового окна. По желанию потребителя дополнительно устанавливаются шторы на заднее и боковые окна.

Для термошумоизоляции кузова накладывается на стенки и пол шумоизоляционная мастика, вафельный картон и войлок.

Щиток передней части кузова изолирован от шума и тепла двигателя специальной защитой, состоящей из набора гофрированной бумаги, вафельного картона, войлока и водонепроницаемого картона.

Коврик пола из ковровой ткани с прокладкой из губчатой резины по бокам прикрепляется специальными резиновыми прижимами.

Кузов автомобиля подвергается надежной антикоррозийной защите — фосфатированию (бондеризации) с последующей грунтовкой методом погружения.

Новые блокирующиеся дифференциалы

А. Х. ЛЕФАРОВ

Минский автозавод

В ТЕЧЕНИЕ нескольких лет на Минском автозаводе ведутся конструкторско-экспериментальные работы по созданию блокирующихся дифференциалов и исследовательские работы по изучению их влияния на проходимость автомобилей. Так, для серийного автомобиля МАЗ-502 (4×4) разработан и изготовлен в образцах блокирующийся дифференциал свободного хода типа двойной кулачковой муфты (рис. 1).

Этот механизм [1] предусмотрен для установки в редуктор заднего ведущего моста. Остальные два дифференциала автомобиля сохранены серийными (в переднем мосту обычный конический и в раздаточной коробке цилиндрический несимметричный). В результате доводочно-исследовательской работы создана надежная, работоспособная конструкция.

Более десяти таких дифференциалов, установленных на автомобилях МАЗ-200, МАЗ-205 и МАЗ-502, хорошо работают в эксплуатационных условиях.

Многочисленные сравнительные испытания указанных выше автомобилей при движении в условиях бездорожья показали улучшение проходимости при использовании дифференциалов свободного хода. Лишь в некоторых редких случаях проходимость автомобилей снижалась. Управление

выпуске этих дифференциалов для автомобилей МАЗ-502 (4×4).

Дифференциал свободного хода, значительно повышающий проходимость автомобилей, одновременно несколько ухудшает управляемость ими. Поэтому возникла необходимость создания дифференциалов с частичной блокировкой полуосей (с повышенным внутренним трением). Червячные дифференциалы повышенного трения сложны для производства, весьма чувствительны к неточностям изготовления и ненадежны в эксплуатации. Это подтверждается опытом работы Московского автозавода имени Лихачева и ИАМИ. Кроме того, червячные дифференциалы имеют чрезмерно высокую степень блокировки. Коэффициент блокировки K этих дифференциалов, равный отношению момента M'' на отстающей полуоси к моменту M' на забегающей, составляет 10—15.

При движении автомобиля по бездорожью отношение коэффициентов сцепления между отдельными ведущими колесами в основном не превышает 3—4. Поэтому применение механизмов со средними значениями коэффициента блокировки ($K=2÷4$) является оптимальным, повышает проходимость автомобиля и практически незаметно снижает его управляемость. В случае применения дифференциалов свободного хода, максимальное тяговое усилие автомобиля с колесной формулой 4×2 всегда равно сумме произведений сцепного веса каждого колеса на его коэффициент сцепления с дорогой.

$$P_c = G_k (\varphi' + \varphi''), \quad (1)$$

где G_k — сцепной вес одного колеса, принимаемый одинаковым для ведущих колес;

φ' и φ'' — соответственно меньший (скользящий участок дороги) и больший коэффициенты сцепления колеса с дорогой.

В случае применения дифференциалов с повышенным внутренним трением, тяговое усилие колеса, находящегося на скользком участке дороги (буксующего), $P' = G_k \varphi'$, а колеса, находящегося на хорошем участке дороги (небуксующего), $P'' = G_k \varphi'' K$.

Разное значение моментов на полуосях определяется наличием трения в дифференциале. Тяговое усилие на небуксующем колесе зависит от K , но всегда находится в следующих пределах:

$$G_k \varphi'' > P'' > G_k \varphi'.$$

Суммарное тяговое усилие

$$P_c = P' + P'' = G_k \varphi' (1 + K) = P_\delta (1 + K).$$

Суммарный тяговый момент

$$M_c = M' + M'' = G_k \varphi' r_k (1 + K) = M_\delta (1 + K), \quad (2)$$

где M_δ и P_δ — соответственно тяговый момент и тяговое усилие на буксующем колесе.

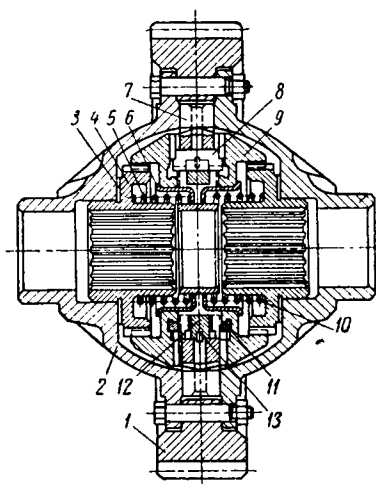


Рис. 1. Дифференциал свободного хода автомобиля МАЗ-502:

1 — ведомая шестерня редуктора заднего моста; 2 — корпус дифференциала; 3 — шайба; 4 — полуосевая шестерня; 5 и 10 — пружины; 6 — втулка опорной пружины; 7 — крестовина; 8 — шпонка ограничительная; 9 — полушар; 11 — разрезное распорное кольцо; 12 — центральное кольцо; 13 — стопорное кольцо.

Управляемость автомобилей заметно ухудшалась при установке таких дифференциалов в переднем ведущем мосту.

Дифференциал свободного хода сложнее шестеренчатого, и процесс изготовления его деталей более трудоемок. Однако использованная на заводе новая технология позволила начать серийное изготовление этих механизмов.

Эксплуатация автомобилей с дифференциалами свободного хода показала, что такие механизмы работают надежно без заметных износов до капитального ремонта автомобиля.

Так, например, на дифференциалах автомобилей МАЗ-205, МАЗ-502 и МАЗ-200Г после пробега соответственно 147 000, 97 000 и 61 000 км не было обнаружено заметных износов.

В связи с повышенной износостойкостью дифференциалов свободного хода и улучшением эксплуатационных свойств автомобилей, работающих с ними, принято решение о серийном

Для автомобиля типа 4×4, имеющего три дифференциала с одинаковыми значениями K (два в мостах и один симметричный межосевой) при одном любом буксующем колесе

$$M_c = M_0 (1 + K)^2, \quad (3)$$

При различных значениях K в дифференциалах и несимметричном дифференциале в раздаточной коробке у автомобиля с одним буксующим колесом заднего моста

$$M_c = M_0 (1 + K_2) \left(1 + K_p \frac{1}{i_p} \right), \quad (4)$$

а у автомобиля с одним буксующим колесом переднего моста

$$M_c = M_0 (1 + K_1) (1 + K_p i_p), \quad (5)$$

где K_1, K_2, K_p — коэффициенты блокировки дифференциалов соответственно переднего и заднего мостов и раздаточной коробки;

i_p — силовое передаточное число дифференциала раздаточной коробки — теоретическое отношение момента на заднем карданном валу к моменту на переднем карданном валу (величина i_p обычно принимается равной отношению сцепных весов задней оси к передней оси автомобиля).

Формулы для определения суммарных тяговых моментов легко получить и для других автомобилей, имеющих большее число ведущих осей, а также в случае нескольких буксующих колес. Приведенные формулы выведены на основании условия определения общего тягового момента только по сцепному весу. При этом имеется в виду, что тяговый момент безусловно обеспечивается двигателем и силовой передачей.

Ухудшение управляемости автомобиля в случае применения блокирующих дифференциалов объясняется появлением в плоскости дороги момента, препятствующего повороту автомобиля. Перераспределение моментов на полуосях (при разных оборотах), вследствие которого при повороте автомобиля тяговая сила внутреннего колеса увеличивается, а наружного — уменьшается, определяет момент, препятствующий повороту.

$$M_B = \frac{M'' - M'}{2r_k} B = \frac{M_{mp}}{2r_k} B$$

или

$$M_B = \frac{P'' - P'}{2} B = P_{n.mp} B, \quad (6)$$

где M'' и P'' — момент и сила тяги на внутреннем колесе при повороте автомобиля;

M' и P' — момент и сила тяги на наружном колесе;

r_k — радиус качения колеса;

B — колея автомобиля;

$M_{mp} = M'' - M'$ — момент трения в дифференциале, определяющий разность моментов на полуосях;

$P_{n.mp} = \frac{M_{mp}}{2r_k}$ — величина изменения силы тяги на одном колесе из-за наличия сил трения в дифференциале, положительная для внутреннего колеса и отрицательная для наружного колеса.

Чем больше величина трения в дифференциале, тем меньше сила P' , больше сила P'' и больше момент, препятствующий повороту автомобиля. При силе $P' = 0$ этот момент будет наибольшим.

В настоящее время завод ведет опытно-конструкторские работы по созданию конического с дисками дифференциала повышенного трения для автомобиля МАЗ-200. Дифференциалы с дисками, применяемыми в качестве элементов трения и с использованием эффекта самоподжатия дисков в процессе работы автомобиля, в настоящее время получают все большее распространение за рубежом. Особенностью конструкции дифференциала МАЗ (рис. 2) является то, что у нее имеются всего лишь две шлицевые ступицы для полуосей, вместо четырех, что облегчает монтаж полуосей, улучшает распределение нагрузок на шлицевые соединения и позволяет несколько уменьшить габариты механизма. Такого типа механизмы предполагается ис-

пользовать для автомобилей с колесной формулой 4×2, 6×4 и в передних ведущих управляемых осях автомобилей высокой проходимости, т. е. в тех случаях, когда требуются средние значения коэффициента блокировки. Для создаваемого механизма расчетный коэффициент блокировки принят равным 2,7. Исходя из этого, сделан выбор конструктивных элементов механизма. Одновременно предусматривалось обеспечение взаимозаменяемости нового механизма с применяемым на автомобиле МАЗ-200 серийным дифференциалом. При выводе форму-

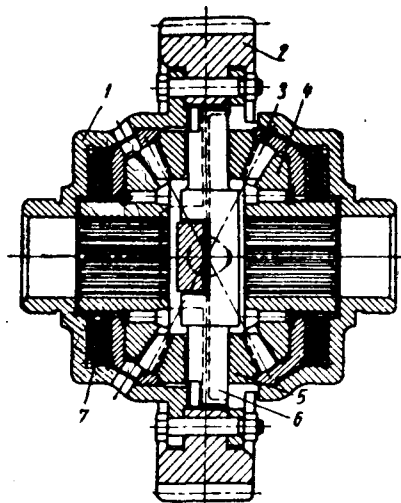


Рис. 2. Дисковый дифференциал автомобиля МАЗ-200:

1 — корпус дифференциала; 2 — ведомая шестерня редуктора заднего моста; 3 — нажимная чашка; 4 — полуосевая шестерня; 5 — сателлит; 6 — палец сателлитов; 7 — диски.

лы для расчета K был использован метод, предложенный А. Б. Гредескулом [2]. Выведенная вновь и несколько преобразованная формула для K получила следующий вид:

$$K = \frac{1 + \mu \left(\frac{r_m + r_{mp} i}{R \tan \theta} + \frac{r_{mp} i \tan \alpha \sin \delta}{r} \right)}{1 - \mu \left(\frac{r_m + r_{mp} i}{R \tan \theta} + \frac{r_{mp} i \tan \alpha \sin \delta}{r} \right)}, \quad (7)$$

где r_m — радиус буртиков сателлитов;

r_{mp} — средний радиус трения дисков;

i — число поверхностей трения дисков;

r — средний радиус зацепления полуосевых шестерен;

R — радиус давления корпуса дифференциала на пальцы сателлитов;

θ — угол давления (угол скоса) в корпусе дифференциала;

δ — половина угла начального конуса сателлита;

$\alpha = \beta + \gamma$ (β — угол зацепления шестерен; γ — угол трения).

Величины в скобках представляют собой геометрические параметры механизма. Если условно эту величину назвать геометрическим параметром дифференциала и обозначить через Π , то формула примет вид

$$K = \frac{1 + \mu \Pi}{1 - \mu \Pi}. \quad (8)$$

По аналогии с дисковым дифференциалом можно определить значение K и для любого другого механизма с повышенным внутренним трением.

Так, например, для обычного конического дифференциала формула для расчета K примет вид

$$K = \frac{1 + \mu \left[\tan \alpha \cos \delta \left(\frac{r_{mn} + r_{mc}}{r} + \frac{r_{w}}{r_c} \right) \right]}{1 - \mu \left[\tan \alpha \cos \delta \left(\frac{r_{mn} + r_{mc}}{r} + \frac{r_{w}}{r_c} \right) \right]} = \frac{1 + \mu \Pi}{1 - \mu \Pi}, \quad (9)$$

где r_{mn} и r_{mc} — соответственно средние радиусы трения шайбы полуосевой шестерни и шайбы сателлитов;

r_c — средний радиус зацепления сателлитов;
 $r_{ш}$ — радиус шипа крестовины дифференциала.

Эта же формула применима и для дифференциалов с увеличенными шайбами трения сателлитов. Ниже приведены значения Π для некоторых дифференциалов:

Обычный конический автомобиль МАЗ-200	0,85
Конический с увеличенными шайбами трения одноосного тягача МАЗ-529	1,43
Конический с дисками для автомобиля МАЗ-200	5,71

Из формулы (8) видно, что с увеличением Π возрастает и коэффициент блокировки K . Для определения K по подсчитанному значению Π или для выяснения необходимого значения Π по заданному K удобно пользоваться графиком (рис. 3). Кроме того, зная Π , полученное расчетом, и K , полученное опытным путем на стенде, по графику можно определить фактическое значение коэффициента трения μ .

Если в формуле (8) числитель и знаменатель умножить на $\frac{M_0}{2}$ (M_0 — момент, подведенный к коробке дифференциала), то получим

$$K = \frac{\frac{M_0}{2} + \frac{M_0}{2} \mu \Pi}{\frac{M_0}{2} - \frac{M_0}{2} \mu \Pi} = \frac{\frac{M_0}{2} + \frac{M_{пр}}{2}}{\frac{M_0}{2} - \frac{M_{пр}}{2}} = \frac{M''}{M'}$$

Величина $\mu \Pi$ в формуле (8) представляет собой половину момента трения в дифференциале, если момент M_0 , подведенный к коробке дифференциала, принять равным двум ($\frac{M_0}{2} = 1$).

Опытные образцы дискового дифференциала исследовались лабораторным путем с целью определения режимов работы деталей механизма, установления фактических значений коэффициента блокировки K и изучения влияния дифференциала на проходимость автомобиля. Угол θ скоса на чашках корпуса, определяющий величину силы давления на диски, равен 45° . Диски стальные, шлифованные, расположены по две пары с каждой стороны. В целях предотвращения задиоров, диски одного наименования омеднены в первом образце и фосфатированы в другом. Испытания проводились на специальном стенде по принятой на заводе методике. На раму стенда укреплялся ведущий мост автомобиля МАЗ-200, в редукторе которого был установлен дисковый дифференциал. Каждая полуось подсоединялась к тормозному барабану. Тормозные ко-

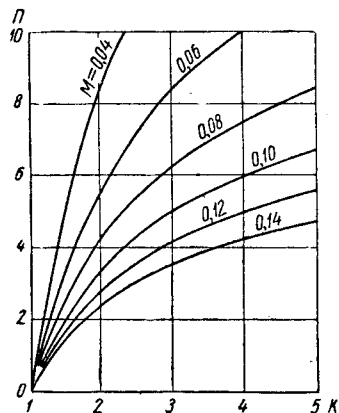


Рис. 3. Зависимость коэффициента блокировки K от геометрического параметра дифференциала Π для различных значений μ .

лодки через специальный корпус и рычаги соединялись с нагружающими маятниковыми грузами, стрелки которых на тарированной шкале показывали величину тормозного момента. Ведущая шестерня редуктора моста приводилась в движение от электродвигателя через понижающий редуктор. Скорость ее вращения 5,6; 10,3 и 19,1 об/мин. Тормоз одной полуоси предварительно полностью затормаживался и в течение данного цикла испытаний полуось не поворачивалась. Другим тормозом последовательно нагружалась вторая полуось, вращающаяся в 2 раза быстрее корпуса дифференциала. При вращении корпуса дифференциала маятниковые грузы обеих полуосей отклонялись, а их стрелки показывали величины моментов на каждой полуоси. Момент на неподвижной полуоси больше, так как

его величина складывается из крутящего момента вращающейся полуоси и момента трения в дифференциале. В качестве неподвижной полуоси использовалась поочередно как одна, так и другая полуось. Анализ полученных данных показал, что коэффициент блокировки K для исследуемых механизмов составляет примерно 1,6:1,8, что не соответствует расчетной величине 2,7. Следовательно, коэффициент трения выбран не совсем удачно. Зная из расчета величину Π данного механизма и величину K из испытаний на стенде, определяем по графику (рис. 3) фактическое среднее значение $\mu \approx 0,05$. В расчете было принято $\mu = 0,08$. (В настоящее время завод подготавливает второй вариант конического дифференциала с дисками с большим значением K за счет применения большего количества дисков). При стендовых испытаниях конического дифференциала с дисками использовалась смазка МТ-16-П. Температура масла и деталей моста была относительно низкой и составляла $20-30^\circ$. Механизмы предварительно обкатывались.

После стендовых испытаний дифференциалы устанавливались на автомобиль для дальнейших испытаний. Один автомобиль МАЗ-502 был оборудован тензометрической установкой с целью определения фактических напряжений в полуосях, а также определения влияния дискового дифференциала на общую силу тяги автомобиля.

Первая часть испытаний на автомобиле заключалась в следующем. Автомобиль с полезной нагрузкой 4 т устанавливался на асфальтовую площадку. Одно заднее колесо помещалось на стальной гладкий лист, непрерывно поливаемый водой. Автомобиль, с помощью троса через динамометр, закреплялся за неподвижный упор. На все четыре полуоси устанавливались тензометрические датчики для измерения напряжений на полуосях. От двигателя через низшие передачи постепенно нагружались моментом все полуоси, а тяговым усилием — все шины. При достижении общей тяговой силы 2200—3000 кг (по показаниям динамометра) колесо, находящееся на стальном листе, срывалось и начинало вращаться. При этом падала общая тяговая сила. Показания динамометра устанавливались в пределах 1200—1300 кг.

Изменения в тяговой силе объясняются тем, что до пробуксовки колеса величины моментов на полуосях определялись коэффициентами трения покоя в дисках дифференциала и шины о стальной лист, а при пробуксовке колеса — коэффициентами трения скольжения.

На основании испытаний определялся также коэффициент блокировки межосевого дифференциала. Для этой цели использовалась формула (4), из которой после подстановки опытных значений M_c и M_b было найдено среднее его значение, равное 1,2.

Испытания повторялись при установке в заднем мосту обычного конического дифференциала вместо экспериментального. Среднее значение коэффициента блокировки этого дифференциала составило 1,07. Расчетное значение, полученное по формуле (12), составило 1,07—1,10 при $\mu = 0,05-0,06$. Для испытаний использовался хорошо приработанный конический дифференциал.

У новых стандартных конических дифференциалов коэффициенты блокировки доходят до 1,3.

Как отмечалось выше, перед пробуксовкой колеса общий тяговый момент автомобиля имеет наибольшее значение. С началом буксования этот момент значительно падает. При испытании

с дисковым дифференциалом среднее значение $\frac{M_{с\max}}{M_c} \approx 1,7$.

Это связано с наличием трения покоя в дисках дифференциала и трения шины о стальной лист, а затем трения скольжения.

При испытании с коническим дифференциалом $\frac{M_{с\max}}{M_c} \approx 1,3$,

что объясняется отсутствием повышенного трения в дифференциале заднего моста (сохранилось только трение шины о стальной лист).

На рис. 4 приведены осциллограммы тяговых моментов на полуосях при коническом дифференциале с дисками (а) и обычном коническом дифференциале (б) в редукторе заднего моста. В обоих случаях межосевой дифференциал разблокирован.

Для более полного изучения влияния конического дифференциала с дисками на эксплуатационные свойства автомобилей в различных дорожных условиях проводилась вторая часть испытаний: исследование тяговых моментов на полу-

осях с помощью той же тензометрической установки при работе автомобиля в зимних (по глубокому снегу) и в летних (по сухому асфальту) условиях. Испытания проводились как с разблокированным, так и с заблокированным межосевым дифференциалом.

При движении автомобиля по снегу, в том числе и на повороте, крутящие моменты на всех полуосях, как правило, поло-

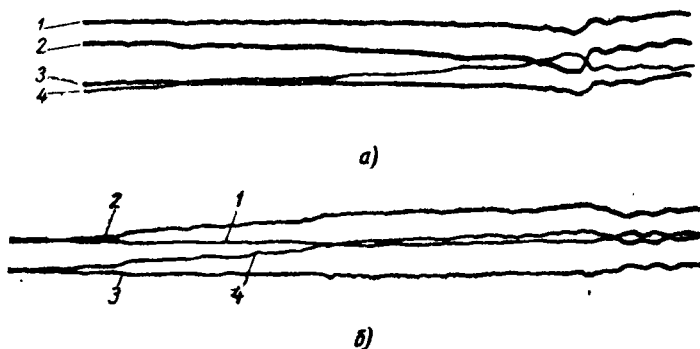


Рис. 4. Осциллограммы крутящих моментов на полуосях автомобиля МАЗ-502:

1 — левой передней; 2 — левой задней; 3 — правой передней; 4 — правой задней.

жительны, а при движении с поворотом по сухому асфальту с заблокированным межосевым дифференциалом крутящие моменты на полуосях переднего моста отрицательны, на полуосях заднего моста положительны и имеют большую величину.

В последнем случае передний мост работал на режиме торможения, причем крутящий момент оказался меньше на внутренней полуоси в отличие от движения на режиме тяги, когда крутящий момент больше на внутренней полуоси. Это явление объясняется тем, что при повороте на режиме тяги

$$M'' = \frac{M_0}{2} + \frac{M_{mp}}{2}, \quad M' = \frac{M_0}{2} - \frac{M_{mp}}{2}.$$

Тогда $M'' > M'$.

При повороте на режиме торможения, когда M_0 имеет отрицательный знак, имеем

$$M'' = -\frac{M_0}{2} + \frac{M_{mp}}{2}; \quad M' = -\frac{M_0}{2} - \frac{M_{mp}}{2}.$$

В данном случае по абсолютным значениям $M'' < M'$. Поэтому при использовании данных режима торможения для получения K следует брать отношение момента наружной полуоси к моменту на внутренней полуоси.

Проведенные на Минском автозаводе экспериментальные и теоретические исследования дифференциалов позволяют сделать некоторые выводы.

Дифференциалы повышенного трения и свободного хода в некоторых режимах эксплуатации повышают общую тяговую силу автомобиля и, следовательно, улучшают его проходимость. В этом отношении наилучшие результаты дают дифференциалы свободного хода.

Применение этих механизмов для автомобилей типа 6×4, а также в передних ведущих управляемых мостах автомобилей со всеми ведущими колесами заметно ухудшает управляемость автомобилей, в силу чего для этих случаев рекомендуется применение дифференциалов с повышенным внутренним трением, имеющих средние значения коэффициентов блокировки K .

Для всех дифференциалов повышенного трения расчетное значение K может быть получено по единой формуле

$$K = \frac{1 + \mu_r}{1 - \mu_r}.$$

Полученный график (рис. 3) позволяет легко находить зависимости между величинами K , μ при проведении исследований и расчетов блокирующихся дифференциалов повышенного трения.

Разработанная на Минском автозаводе методика дает возможность экспериментальным путем в лабораторных условиях определить значение K данного механизма. Комплексное исследование с использованием тензометрической установки, по приведенной методике позволяет непосредственно на автомобиле установить степень увеличения силы тяги при применении дифференциалов повышенного трения или свободного хода.

Положительные результаты исследования, а также компактность и относительная простота конструкции позволяют считать, что конический дифференциал с дисковым фрикционным устройством наиболее пригоден для внедрения в производство.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лефаров А. Х., Степанова Е. А., Блокирующиеся дифференциалы отечественных автомобилей, Машгиз, 1960.
2. Гредескул А. Б., «Автомобильная промышленность» № 3, 1959.

Определение профиля кулачков с плавным изменением ускорений

Канд. техн. наук Ю. А. КОГАН
НАМИ

Для проектирования профиля кулачков газораспределения необходимо знать величины максимальных положительных и минимальных отрицательных ускорений толкателя. Величина минимальных отрицательных ускорений равна

$$j_{\min} = \frac{bF_2}{aMq}, \quad (1)$$

где b и a — меньшее и большее плечи коромысла;

F_2 — усилие клапанной пружины при полном открытии клапана;

M — приведенная к оси толкателя масса возвратно-поступательно движущихся деталей;

q — коэффициент запаса.

Величины максимальных положительных и минимальных отрицательных ускорений объединены уравнением

$$\frac{j_{\min}}{j_{\max}} = K \frac{\Phi_1}{\Phi - \Phi_1} = \psi,$$

где Φ_1 — угол поворота кулачка, соответствующий участку положительных ускорений;

Φ — угол поворота кулачка, соответствующий положению полного открытия клапана;

K — коэффициент пропорциональности.

Отношение ψ выбирается обычно без достаточных обоснований, в результате чего изготавливаются кулачки, непригодность которых выясняется лишь при испытаниях двигателей. Задача выбора этого отношения сводится к нахождению Φ_1 .

так как значение угла Φ задано фазами газораспределения. Угол Φ_1 должен иметь такое наименьшее значение, при котором еще обеспечивается движение привода без нарушения контакта между его деталями (наименьшее значение угла Φ_1 соответствует максимальному время-сечению).

Разрыв контакта между деталями привода может произойти в результате его колебаний от импульса положительных сил инерции. Контакт может нарушаться 2 раза за цикл: при подъеме клапана и при посадке его в седло. Условие наличия контакта между деталями следующее:

1) при подъеме клапана (рис. 1)

$$MJ_{1\max} \leq \frac{a}{b} (F_0 + F_1) - Mj_1; \quad (2)$$

2) при посадке клапана

$$MJ_{2\max} \leq \frac{a}{b} F_0. \quad (3)$$

где F_0 — предварительная натяжка пружины;

$J_{1\max}$ — максимальное значение ускорений свободных колебаний привода на стороне подъема клапана;

$J_{2\max}$ — максимальное значение ускорений колебаний привода на стороне посадки;

Mj — силы инерции заданного движения.

Так как продолжительность подъема клапана пропорциональна скорости распределительного вала, а период соб-

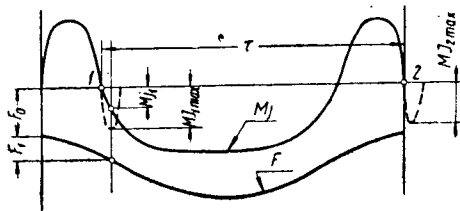


Рис. 1.

ственных колебаний привода неизменен, то периодически через определенные интервалы изменения числа оборотов свободные колебания привода совпадают по фазе с положительными ускорениями на стороне посадки. При этом амплитуды колебаний привода вблизи момента посадки клапана возрастают и становятся большими, чем в начале подъема. Соответственно выше и ускорения свободных колебаний

$$J_{2\max} > J_{1\max}.$$

Вследствие этого, а также вследствие незначительной количественной разницы в величинах правых частей неравенства (2) и (3), соотношение (3) может рассматриваться как общее условие отсутствия отрыва клапана.

Заменим действительную колебательную систему упрощенной одномассовой. Уравнение движения массы M упрощенной системы имеет вид

$$-F_0 - k_1 y - M\ddot{y} + k(x - y) = 0,$$

где x — перемещение толкателя;

y — перемещение массы M , равное перемещению клапана;

k — жесткость привода клапанов;

k_1 — жесткость клапанной пружины (все величины приведены к оси толкателя).

Учитывая относительно малую величину $k_1 \left(\frac{k_1}{k} = 0,002 \div 0,004 \right)$, получим

$$\frac{M}{k} \ddot{y} = x - y - \frac{F_0}{k} = z_s. \quad (4)$$

Величина z_s представляет собой перемещение массы M (или клапана) относительно толкателя, т. е. вынужденные колебания привода.

Из уравнения (4) следует:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{y} &= \ddot{x} - \ddot{z}_s; \\ z_s &= \frac{M}{k} \ddot{x} - \frac{M}{k} \ddot{z}_s. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

В случае, когда отношение частоты возмущающей силы к частоте собственных колебаний системы мало, как, например, в клапанном механизме, уравнение (5) принимает вид:

$$z_s \approx \frac{M}{k} \ddot{x}. \quad (6)$$

Для проверки возможности замены клапанного механизма одномассовой расчетной схемой было предпринято осциллографирование свободных затухающих колебаний привода клапанов с помощью индукционного датчика, установленного на клапане [1]. В обмотке датчика индуцировалась э. д. с., пропорциональная скорости колебаний клапана, возбуждавшихся ударом по коромыслу. С датчика э. д. с. подавалась на усилитель с интегрирующим контуром, после интегрирования сигнал поступал на вход осциллографа. Из полученной осциллограммы определялась собственная частота колебаний привода, которая сравнивалась с частотой одно-массовой системы, определенной по уравнению

$$p = \sqrt{\frac{k}{M}}.$$

Жесткость привода k определялась путем нагружения конца коромысла со стороны клапана грузом Q и измерением индикатором I и его перемещений (рис. 2) с последующим приведением полученных величин к оси толкателя, для чего измеренное значение жесткости умножалось на квадрат отношения плеч коромысла.

Сравнение показало, что измеренная и вычисленная частоты отличаются друг от друга не более чем на 2%, что свидетельствует о допустимости применения упрощенной расчетной схемы.

Свободные колебания привода, возбужденные импульсом положительных сил инерции, равны

$$z = C_1 \cos p\tau + C_2 \sin p\tau. \quad (7)$$

В точках 1 и 2 (рис. 1) $\tau = 0$.

Так как $\ddot{x} = 0$, то $z_s = 0$ [см. уравнение (6)]. В момент начала свободных колебаний $z = z_s = 0$. Следовательно, $C_1 = 0$.

Для определения коэффициента C_2 продифференцируем уравнение и, приняв $\tau = 0$, приравняем уравнения (6) и (7). Получим

$$C_2 = \ddot{x}_0 \left(\frac{M}{k} \right)^{1/2},$$

где $\ddot{x}_0$ — производная заданного ускорения в точках 1 и 2 (рис. 1).

После подстановки C_2 в уравнение (7) и двукратного дифференцирования получим максимальное ускорение свободных колебаний привода

$$J_{\max} = \ddot{z}_{\max} = -\ddot{x}_0 \sqrt{\frac{M}{k}}. \quad (8)$$

Для кулачков, положительные ускорения которых изменяются по синусоиде [2],

$$\ddot{x}_0 = \omega \frac{\pi}{\Phi_1} x_{\max} = \omega \frac{\pi}{\Phi_1} j_{\max}, \quad (9)$$

где $j_{\max}$ — максимальное положительное ускорение толкателя;

ω — угловая скорость распределительного вала.

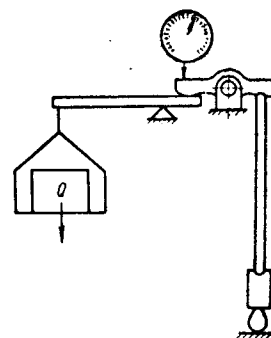


Рис. 2.

Из уравнений (1), (3), (8) и (9) получим

$$\frac{j_{\min}}{j_{\max}} = \frac{nF_2}{3\Phi_1 qF_0} \sqrt{\frac{M}{k}} = K \frac{\Phi_1}{\Phi - \Phi_1} \approx 0,8 \frac{\Phi_1}{\Phi - \Phi_1}.$$

Отсюда получается квадратное уравнение, решением которого является

$$\Phi_1 = -0,5A + \sqrt{A(0,25A + \Phi)}, \quad (10)$$

где

$$A = 0,4 \frac{nF_2}{qF_0} \sqrt{\frac{M}{k}}.$$

Формула (10) выведена для кулачков, положительные ускорения которых изменяются по синусоиде, но ею можно пользоваться для расчета профиля кулачков с плавным протеканием ускорений других разновидностей, так как характер протекания положительных ускорений таких кулачков близок к синусоидному.

В табл. 1 представлены результаты гармонического анализа положительных ускорений кулачков новых отечественных двигателей. Анализ выполнен с помощью механического анализатора Мадера-Отто. Коэффициент при первой гармонике принят равным единице, прочие коэффициенты взяты в до-

лях первого, без учета знаков. Вследствие нечетности функции, ряд не содержит коэффициентов при косинусах и постоянной составляющей. Для сравнения с «безударными» кулачками даны результаты разложения кривой положительных ускорений дугового кулачка двигателя ЗИЛ-120.

Таблица 2

Параметры	ЗИЛ-130	„Москвич-407“	„Волга М-21“, „Чайка“ ГАЗ-13	„Запорожец“ 965-В	ЗИЛ-111
M	$9,6 \cdot 10^{-5}$	$4,5 \cdot 10^{-5}$	$6,5 \cdot 10^{-5}$	$2,47 \cdot 10^{-5}$	$9,6 \cdot 10^{-5}$
$\frac{F_2}{F_0}$	2,1	1,93	2,24	2,0	2,1
k	675	675	675	675	675
q	1,8	2,53	2,15	2,28	1,3
Φ	1,310	1,185	1,152	1,030	1,204
n	1600	2100	2000	2100	2100
Φ_1 в град.	27,5	20,6	24,7	18,1	34
Φ_1' в град.	28	22	23	18	32

Примечание. Значения угла Φ_1' взяты по чертежам автоза-
водов.

Таблица 1

№ гармоники	ЗИЛ-111	„Москвич-407“	„Волга М-21“, „Чайка“ ГАЗ-13	ЗИЛ-130	„Запорожец“ 965-В	ЗИЛ-120
1	1	1	1	1	1	1
2	0,22	0,12	0,02	0,12	0	0,01
3	0,01	0,06	0,17	0,12	0	0,34
4	0,03	0,05	0,05	0,07	0	0
5	0	0,02	0	0,05	0	0,20
6	0,01	0,025	0	0,03	0	0
7	0	0,01	0	0,01	0	0,15
8	0	0,01	0,01	0,005	0	0
9	0	0,005	0	0	0	0,12
10	0	0,01	0,01	0	0	0
11	0	0	0,005	0	0	0,1
12	0	0	0,005	0	0	0
13	0	0	0	0	0	0,08
14	0	0	0	0	0	0
15	0	0	0	0	0	0,05
16	0	0	0	0	0	0

Примечание. Кулачки двигателя „Запорожец“ 965-В имеют чисто синусоидальные положительные ускорения.

В табл. 2 приведены результаты определения угла Φ_1 для новых отечественных верхнеклапанных двигателей. В последней графе даны значения Φ_1' , взятые по чертежам заводов.

Уравнение (10) можно решить относительно любой из входящих в него величин: числа оборотов распределительного вала n , предварительной затяжки F_0 или наибольшего усилия F_2 клапанной пружины, жесткости привода k и т. д. Решение покажет, какой должна быть искомая величина при заданном значении остальных величин. Предлагаемая формула может быть также использована для оценки существующих газораспределительных механизмов с заданным профилем кулачков с точки зрения взаимной увязанности параметров конструкции отдельных деталей этих механизмов. Несоответствие расчетных и действительных значений Φ_1 будет указывать на неудачный выбор какого-то параметра, например, на недостаточную или чрезмерную предварительную затяжку или жесткость клапанной пружины, малую жесткость привода и т. п.

ЛИТЕРАТУРА

1. Коган Ю. А., «Автомобильная промышленность» № 4, 1958.
2. Курц Д., «АТЦ» № 11, 1954.

О повышении экономичности карбюраторного двигателя на частичных нагрузках

Н. М. ШИКУНИНА, канд. техн. наук В. С. ЗОЛОТАРЕВСКИЙ, Б. Я. ЧЕРНЯК

Лаборатория двигателей АН СССР

СОВРЕМЕННЫЕ карбюраторные двигатели большую часть времени работают на частичных нагрузках. По данным работы, проведенной в Лаборатории двигателей АН СССР на автомобиле «Волга» [1], установлено, что двигатель во время езды автомобиля по городу большую часть времени (~ 80%) работает с нагрузкой, составляющей менее 60%, и при оборотах менее 2400 в минуту. На этих режимах расходует около 60% топлива, потребляемого автомобилем. Отсюда очевидно значение работы двигателя при частичных нагрузках в общей проблеме повышения топливной экономичности автомобиля.

В Лаборатории двигателей АН СССР под руководством

акад. Б. С. Стечкина проводилась работа по исследованию экономичности карбюраторного двигателя, работающего при частичных нагрузках.

Первый этап работы осуществлялся на одноцилиндровом отсеке двигателя автомобиля «Волга». Задачей этого этапа являлось исследование влияния остаточных газов бедных смесей и системы зажигания на пределы эффективного обеднения и индикаторный к.п.д. двигателя.

Дросселирование двигателя при работе его на экономических режимах карбюратора, как правило, сопровождается снижением индикаторного к.п.д. при одновременном смещении

предела эффективного обеднения в сторону богатых смесей. Классическая теория карбюраторного двигателя объясняет это явление увеличением относительного количества остаточных газов в цилиндре двигателя, которые, разжижая свежую смесь, ухудшают процесс сгорания.

Для исследования этого вопроса использовалась методика, согласно которой в одном случае двигатель работал при атмосферных условиях выпуска и при дросселировании впуска, вследствие чего в широких пределах менялось относительное количество остаточных газов в цилиндре двигателя. В другом случае благодаря использованию эжектора, работающего от

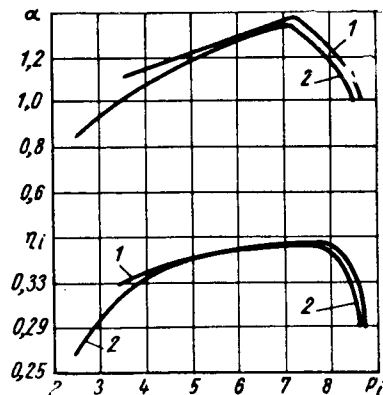


Рис. 1. Сопоставление характеристик оптимального регулирования при $n=2000$ об/мин:

1 — $p_k = p_r = \text{var}$; $\gamma = \text{const}$; 2 — $p_k = \text{var}$; $p_r = \text{const}$, $\gamma = \text{var}$.

постороннего источника энергии, давление в выпускной системе поддерживалось все время равным давлению на всасывании. В этих условиях величина коэффициента остаточных газов оставалась постоянной и минимальной, что исключало влияние остаточных газов на рабочий процесс двигателя.

На рис. 1 приведены характеристики оптимального регулирования, снятые на одноцилиндровой установке с отсосом остаточных газов и без него. В обоих случаях, при увеличении коэффициента остаточных газов по мере дросселирования и при его минимальных и постоянных значениях, оптимальные величины индикаторного к.п.д. практически совпадают в широких пределах изменения нагрузки. По мере дросселирования наблюдается снижение индикаторного к.п.д., которое объясняется заметным сдвигом предела эффективного обеднения по α в сторону богатых смесей.

Предел эффективного обеднения двигателя во всех случаях определяется наступлением неустойчивости воспламенения заряда и связанным с этим резким увеличением неравномерности последовательных циклов. Стабильность воспламенения зависит от физико-химических свойств заряда, его турбулентности и эффективности работы системы зажигания. С точки зрения физико-химических свойств рабочей смеси при $\alpha > 1$ предел стабильного воспламенения должен характеризоваться некоторым минимальным значением весовой концентрации топлива во всем заряде. Эта величина может быть названа концентрационным пределом эффективного обеднения.

Величина концентрационного предела эффективного обеднения не зависит от относительного количества находящихся в заряде остаточных газов бедных смесей. В данном случае остаточные газы, так же как и излишний кислород, служат инертной присадкой [2], т. е., чем бы ни разбавлялась смесь (воздухом или остаточными газами), неустойчивое воспламенение начинает возникать при строго определенной величине концентрации топлива во всем заряде. Величина предельной весовой концентрации топлива может быть определена для каждого значения предела эффективного обеднения на основании следующей зависимости:

$$\alpha_{пред} = \frac{1}{l_0} \left[\frac{1}{c_{пред} \left(1 + \frac{\gamma}{\beta_0} \right)} - 1 \right],$$

где $\alpha_{пред}$ — предел эффективного обеднения по α ;

$c_{пред}$ — концентрационный предел эффективного обеднения;

l_0 — теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива;

γ — коэффициент остаточных газов;

β_0 — коэффициент молекулярного изменения.

Из приведенной выше формулы следует, что при постоянных значениях концентрационного предела эффективного обеднения увеличение коэффициента остаточных газов снижает предел эффективного обеднения по α и, следовательно, обуславливает ухудшение индикаторного к.п.д. Таким образом, при дросселировании двигателя, вследствие возрастания γ , да-

же при постоянных значениях $c_{пред}$ должен смещаться предел эффективного обеднения в сторону богатых смесей. Это в некоторой степени подтверждает положение классической теории двигателя, но не охватывает всего комплекса происходящих при дросселировании явлений и поэтому не объясняет отсутствия влияния остаточных газов на протекание индикаторного к.п.д. в функции нагрузки двигателя (см. рис. 1). В действительности $c_{пред}$ по мере дросселирования двигателя не остается постоянным, а непрерывно увеличивается, т. е. при снижении нагрузки двигателя наблюдается существенное обогащение заряда. Возрастание $c_{пред}$ определяется взаимосвязью между потребной для воспламенения и располагаемой в искровом разряде энергией. При уменьшении нагрузки, вследствие снижения давления в цилиндре двигателя в момент проскакивания искры, потребная для воспламенения энергия возрастает, а фактически выделяющаяся в искровом разряде энергия снижается.

Поэтому для обеспечения стабильного воспламенения заряда необходимо переходить к более богатым смесям (большие $c_{пред}$), для воспламенения которых требуется меньшая энергия.

Таким образом, по мере дросселирования двигателя предел эффективного обеднения по α перемещается в сторону богатых смесей под влиянием увеличения концентрационного предела эффективного обеднения $c_{пред}$ и увеличения коэффициента остаточных газов (см. формулу).

Высказанные положения полностью подтверждаются результатами эксперимента, приведенными на рис. 2, где необходимые величины представлены в функции давления во всасывающей системе двигателя (сплошные линии).

На верхнем графике (рис. 2) представлена зависимость $c_{пред} = f(p_k)$, из которой следует, что по мере уменьшения p_k (снижение нагрузки) возрастает $c_{пред}$, причем протекающие в ней не зависят от остаточных газов, а определяется только давлением во всасывающей системе двигателя (давлением в цилиндре в момент проскакивания искры). Отмечаемое возрастание $c_{пред}$ является причиной снижения предела эффективного обеднения по α , характеризуемое верхней заштрихованной площадью А (рис. 2). В этом случае коэффициент остаточных газов остается неизменным (кривая а).

Если при снижении нагрузки происходит увеличение коэффициента остаточных газов (кривая б), то предел эффективного обеднения дополнительно снижается на величину, характеризуемую заштрихованной площадью В. Аналогично

описанному изменению пределов эффективного обеднения по α ухудшается индикаторный к.п.д. Однако следует учитывать, что на рис. 2 одинаковым значением p_k соответствуют различные значения наполнения двигателя, а следовательно, и его среднего индикаторного давления. В случае наличия остаточных газов среднее индикаторное давление при равных p_k будет меньше, так как часть смеси замещена остаточными газами. Поэтому, если производить сравнение пределов эффективного обеднения при одинаковых средних индикаторных давлениях, то линии в и г (рис. 2) практически сольются. Индикаторные к.п.д. в этом случае окажутся одинаковыми (см. рис. 1).

Из приведенного выше анализа следует, что если каким-либо образом повлиять на величину $c_{пред}$ или на величину γ , то окажется возможным изменить и индикаторный к.п.д. двигателя при частичных нагрузках. Поскольку изменить γ на частичных нагрузках довольно сложно, то наиболее целесообразно изменять $c_{пред}$. Так, например, если на частичных нагрузках увеличить выделяющуюся в искровом разряде энергию, то,

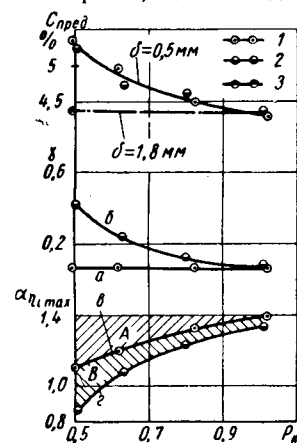


Рис. 2. Зависимость предела эффективного обеднения — $\alpha\eta_{1\max}$ и концентрационного предела обеднения c (в %) от давления во всасывающей системе двигателя:

1 — $p_k = p_r = \text{var}$, $\gamma = \text{const}$;
2 — $p_k = \text{var}$, $p_r = \text{const}$, $\gamma = \text{var}$;
3 — $p_k = p_r = \text{var}$, $\gamma = \text{const}$.

согласно тепловой теории воспламенения Я. Б. Зельдовича и В. В. Воеводского, это должно привести к снижению концентрационного предела эффективного обеднения и увеличению индикаторного к.п.д.

Одним из наиболее простых методов улучшения воспламеняющей способности искрового разряда является увеличение искрового промежутка в свече.

На это неоднократно указывалось как в зарубежной [3], [4], так и отечественной литературе [5], [6].

Такой метод интенсификации зажигания с целью снижения концентрационных пределов обеднения был опробован на одноцилиндровой установке и дал положительные результаты.

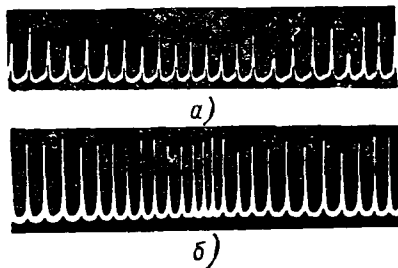


Рис. 3. Влияние искрового промежутка в свече на равномерность рабочего процесса. (Одноцилиндровый отсек двигателя автомобиля «Волга»; $n=2000$ об/мин; θ — оптимальный).

Опыты проводились с различными искровыми промежутками в свечах в диапазоне от 0,5 до 2,2 мм при изменении давления во всасывающей системе двигателя от $p_k = 1,0$ кг/см² до $p_k = 0,5$ кг/см².

На рис. 3 приведен результат перехода от зазора между электродами свечи $\delta=0,5$ мм (а) к зазору $\delta=1,8$ мм (б) при давлении во всасывающей системе двигателя $p_k = 0,5$ кг/см². На рисунке видно резкое улучшение равномерности рабочего процесса от увеличения зазора при том же коэффициенте наполнения $\eta_v = 0,34$ и неизменном составе смеси $\alpha=1,07$.

Улучшение равномерности циклов несколько повысило индикаторный к.п.д. двигателя при одном и том же составе смеси. Кроме того, увеличение интенсивности искры позволило расширить предел эффективного обеднения смеси до $\alpha=1,02$, что в итоге обусловило возрастание индикаторного к.п.д. с $\eta_i = 0,280$ до $\eta_i = 0,330$, т. е. на 11,5%. При этом концентрационный предел эффективного обеднения снизился с $c_{пред} = 5,35\%$ до $c_{пред} = 4,40\%$ (рис. 2, штрихпунктирная линия).

Увеличение искрового промежутка в свече более 1,8 мм при $p_k = 0,5$ кг/см², а также увеличение зазора между электродами выше 0,5 мм при $p_k = 1,0$ кг/см², не повлекло за собой дальнейшего уменьшения концентрационного предела, что, по-видимому, связано с конструкцией данного двигателя и свойствами системы зажигания.

Для проверки изложенных выше положений, основывающихся на тепловой теории воспламенения, в условиях многоцилиндрового двигателя, а также для количественной оценки эффективности использования искровых промежутков на современных быстроходных двигателях «Волга М-21» и «Москвич-407», Лабораторией двигателей АН СССР совместно с НИИ Автоприборов были проведены стендовые испытания этих двигателей.

Опыты проводились при трех зазорах между электродами свечи, равных 0,7 мм (установочный зазор двигателя «Москвич-407»), 0,9 мм (установочный зазор двигателя «Волга М-21А») и 1,2 мм. Ограничение величины зазора до 1,2 мм было обусловлено тем, что при существующих степенях сжатия отечественных двигателей (6,5—7,0) подобный зазор не требует значительных изменений в конструкциях систем зажигания, выпускаемых в настоящее время промышленностью.

Все эксперименты с различными зазорами проводились в условиях соответствующего изменения регулировок карбюратора и опережения зажигания.

На рис. 4 приведены результаты стендовых испытаний двигателя «Москвич-407». На режимах от 50% нагрузки и ниже при оборотах до 2000 в минуту увеличение зазора до 1,2 мм дает экономии от 2 до 8%. С увеличением оборотов эффективность увеличения зазора падает.

Во время испытаний заметно улучшалась работа двигателя при малых оборотах и нагрузках. При нормальном зазоре

0,7 мм двигатель работал неустойчиво при $n < 1200$ об/мин. Увеличение зазора до 1,2 мм обеспечило вполне устойчивую работу двигателя на всех режимах при $n=800$ об/мин.

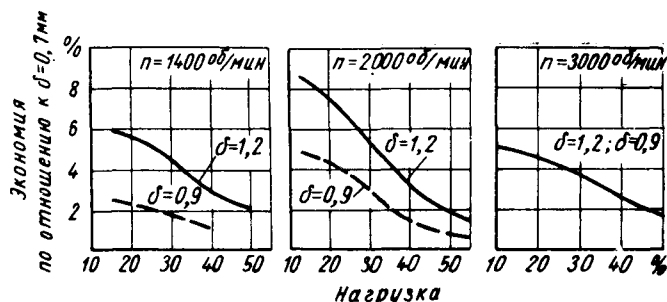


Рис. 4. Влияние зазора в свечах на топливную экономичность двигателя «Москвич-407» при различных числах оборотов.

При испытаниях двигателя «Волга М-21» выигрыш в экономичности в результате увеличения зазора оказался несколько меньшим, чем для двигателя «Москвич-407» (рис. 5).

Однако как на одном, так и на другом двигателе сказались

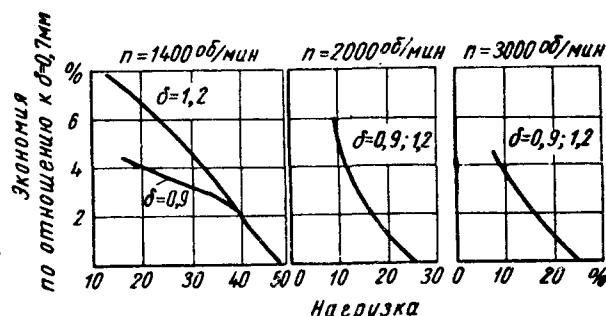


Рис. 5. Влияние зазора в свечах на топливную экономичность двигателя автомобиля «Волга М-21» при различных числах оборотов.

преимущество применения увеличенных искровых промежутков.

В целях проверки эффективности увеличения искрового промежутка на двигателе автомобиля, работающего в дорожных условиях, проводился третий этап исследований.

Дорожные испытания проводились на Московском заводе малолитражных автомобилей на двух серийных автомобилях «Москвич-407» при участии сотрудников Лаборатории двигателей АН СССР.

Для исследований использовались два распределителя, имевшие характеристики центробежных автоматов опережения зажигания, отличные от характеристики серийного распределителя. Один распределитель являлся опытным образцом Московского завода малолитражных автомобилей, выполненных заводом АТЭ по заданным заводом характеристикам, другой — опытным распределителем, изготовленным НИИ Автоприборов по характеристикам, заданным Лабораторией двигателей АН СССР из условий наилучшей работы с зазором в свече, равным 1,2 мм.

Регулировку карбюратора не удалось изменить при переходе на увеличенный зазор вследствие специфических особенностей карбюратора К-59. Поэтому испытывались стандартные карбюраторы, предварительно проверенные на стенде.

Следует иметь в виду, что в случае введения увеличенных зазоров в эксплуатацию необходимо соответствующим образом менять регулировки карбюраторов.

Использовались комплекты стандартных свечей А-11У (как с зазором 0,7 мм, так и с зазором 1,2 мм) и стандартные индукционные катушки типа В-1.

Свечи зажигания как с зазором 0,7 мм, так и с зазором 1,2 мм проверялись на обеспечение бесперебойности искрообразования при повышенных давлениях, а индукционные катушки — на развиваемое вторичное напряжение.

Результаты проверки показали, что система зажигания обеспечивает устойчивое бесперебойное искрообразование при увеличенном до 1,2 мм искровом промежутке свечи.

Надежность отдельных элементов системы зажигания, в особенности свечей, в условиях их работы с увеличенными зазорами при длительной эксплуатации является достаточно серьезным вопросом, ответ на который может быть получен лишь в результате проведения специальных исследований.

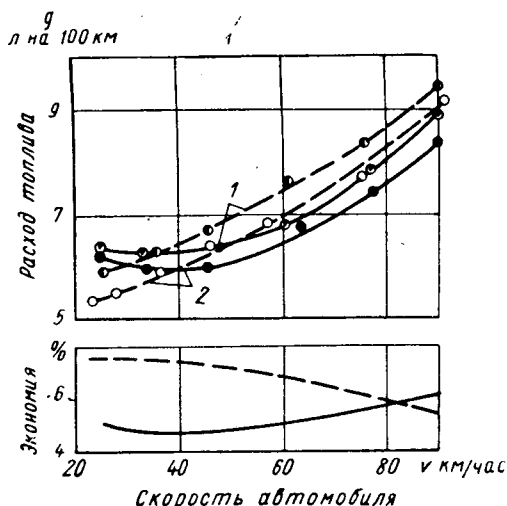


Рис. 6. Дорожные экономические характеристики двух автомобилей «Москвич-407» с двумя системами зажигания: 1 — зазор в свече $\delta = 0,7$ мм; 2 — зазор в свече $\delta = 1,2$ мм.

Испытания, проведенные на Московском заводе малолитражных автомобилей, заключались в снятии экономических характеристик и определении динамики двух автомобилей с двумя системами зажигания: распределитель МЗМА и свечи с зазором 0,7 мм; распределитель Лаборатории двигателей и свечи с зазором 1,2 мм.

В один и тот же день на каждом из автомобилей проводились сравнительные испытания обоих вариантов систем зажигания при одинаковых режимах работы двигателя.

Системы зажигания переставлялись с одного автомобиля на другой через каждые 1,5–2 часа.

Экономические характеристики (рис. 6) показывают, что на одном из автомобилей увеличение искрового промежутка в свече с 0,7 до 1,2 мм дало экономию 4,7–6,0%, а на другом — 5,6–7,7%.

Динамика разгона автомобилей, определяемая временем прохождения 1 км при трогании с места, незначительно улучшалась.

Выводы

1. Индикаторный к. п. д. двигателя на частичных нагрузках зависит от предела эффективного обеднения по α , который по мере дросселирования сдвигается в сторону богатых смесей под влиянием увеличения предельной концентрации топлива в заряде и разбавления смеси остаточными газами.

2. Одним из возможных методов повышения индикаторного к. п. д. на частичных нагрузках является снижение концентрационного предела обеднения (*спред*) посредством интенсификации зажигания.

3. Использование простейшего метода интенсификации зажигания путем увеличения искрового промежутка в свече применительно к одноцилиндровому отсеку двигателя «Волга» позволило поднять индикаторную экономичность двигателя на 8–11% при нагрузках, составляющих 30–35% от полной.

4. Стендовые испытания развернутых двигателей «Волга М-21» и «Москвич-407» подтвердили эффективность этого метода при условии соответствующего подбора характеристик опережения зажигания и состава смеси. Полученная на частичных нагрузках экономия составила 2–8%.

5. Дорожные испытания двигателя «Москвич-407» показали, что топливная экономичность автомобиля при увеличении искрового промежутка в свече с 0,7 до 1,2 мм и соответствующем изменении регулировок автоматов опережения зажигания улучшается в среднем на 5%.

ЛИТЕРАТУРА

1. Великанов Д. П., Бернацкий В. И., «Автомобильный транспорт» № 4, 1960.
2. Хитрин А. Н., Физика горения и взрыва, Изд-во Московского университета, 1957.
3. Рабеццана Х., Кальмар С., «Отомотив Индастриз», т. 76, № 7 1937.
4. Рабеццана Х., «САИ Джорнел», т. 43, № 6, 1938.
5. Конев Б. Ф., «Мотор» № 6, 1938.
6. Ванев А. И., Скобликов А. С., «Автомобильная и тракторная промышленность» № 8, 1956.

О методике стендовых испытаний автомобильных карбюраторных двигателей

Канд. техн. наук Б. А. КУРОВ
НАМИ

СТЕНДОВЫЕ испытания двигателей имеют большое значение в современном автостроении. Они позволяют не только оценивать рабочие показатели двигателя, но и выявлять тепловое состояние его деталей, оценивать характер протекания рабочего процесса, обследовать особенности смесеобразования и т. д. Такие сведения помогают находить пути усовершенствования процессов, происходящих в двигателе, и, следовательно, обуславливают развитие автомобильной техники.

При проведении исследовательских и поисковых работ старые, хотя и хорошо разработанные, методы стендовых испытаний, оказываются не всегда удовлетворительными. Это объясняется тем, что работа автомобильного двигателя происходит при почти непрерывном изменении нагрузочного, скоростного и температурного режимов, а стендовые испытания проводятся при строго установившихся режимах.

Количество исследований, посвященных неустановившимся режимам двигателя, невелико. Это объясняется главным образом тем, что измерения быстро изменяющихся по времени величин требуют применения сложной аппаратуры. Сама постановка вопросов о таких измерениях стала возможной лишь в последние годы в связи со значительными успехами, достигнутыми электроникой. В настоящее время во многих научно-исследовательских организациях ведутся работы по созданию

методики испытаний двигателей на неустановившихся режимах. Однако эти работы еще не закончены.

Контрольные и оценочные испытания двигателей успешно могут проводиться и при установившихся режимах, так как, если данные по всем испытываемым двигателям получены при одинаковых допущениях, то они вполне сопоставимы и позволяют судить о качествах двигателя, даже несмотря на то, что будут несколько отличаться от тех, которые имеются при фактической работе автомобиля. Однако для этого необходимо, чтобы испытания всех двигателей проводились совершенно одинаковыми методами.

Такой идентичности нет не только между методиками испытаний, применяющимися в различных странах, но даже отечественный ГОСТ 491-55 не предусматривает четких условий испытаний. В частности, в ГОСТе неопределенно сказано о применении обдува двигателя при испытаниях: «...допускается обдувать впускной трубопровод в продольном направлении». Неясно, всегда ли следует проводить стендовые испытания без вентилятора охлаждения (например, при испытаниях двигателей с воздушным охлаждением).

Испытывая двигатель различными методами, можно получить очень хорошие показатели. Как известно, при работе двигателя происходят различные потери. Некоторые из них неиз-

бежны, как, например, расход тепла на стенки двигателя; потери на трение; насосные потери и т. п. Некоторые потери наблюдаются только при работе двигателя, приспособленного для определенных условий эксплуатации, и могут быть исключены при стендовых испытаниях. К таким потерям, например, относится снижение коэффициента наполнения вследствие наличия воздухоочистителя и подогрева горючей смеси во впускном трубопроводе; потери на выпуске вследствие наличия глушителя; потери на привод электрогенератора, компрессора пневмотормозов, гидронасоса усилителя руля и т. п. К подобным потерям относится также и то, что эксплуатационная регулировка карбюратора и автомата угла опережения зажигания обеспечивает двигателю при большинстве режимов несколько меньшие показатели, чем предельная.

За счет временного устранения таких «эксплуатационных» потерь можно получить гораздо более высокие показатели двигателя, чем на нормально оборудованном двигателе, передаваемом заводом в эксплуатацию.

Американские и некоторые европейские автомобильные фирмы указывают в своих каталогах, как правило, «парадные» показатели, которые двигатель может давать лишь при соответствующей подготовке, а не те, которые он фактически дает в эксплуатации при серийном производстве.

Стендовые испытания этих двигателей показывают резкое несоответствие (на 20% и более) реальных мощностных показателей от указываемых фирмой.

На рис. 1 приведены скоростные характеристики двигателя Шевроле литражом 4,34 л, определенные по различным методам на предприятиях концерна Дженерал Моторс. Испыта-

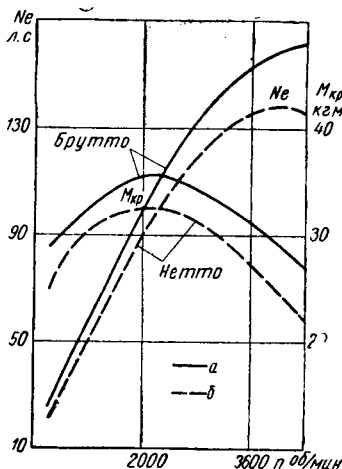


Рис. 1.

ния проводились без воздухоочистителя (а), без подогрева впускной системы, с отключением всех агрегатов, обслуживающих двигатель, которые не влияют на работу двигателя, без глушителя, с оптимальными регулировками угла опережения зажигания для каждой точки. Полученные по этой методике мощностные показатели двигателя указываются фирмой в каталоге и именуются в некоторых случаях как мощность и крутящий момент «брутто».

Реальная мощность и крутящий момент двигателя или мощность и момент «нетто» представляют собой показатели, обеспечиваемые двигателем при установке последнего на автомобиль (б).

Аналогичные результаты были получены при испытаниях в НАМИ двигателя Форд-534 восьмицилиндрового V-образного литражом 8,75 л для грузового автомобиля. На рис. 2 приведены мощность и крутящий момент двигателя по фирменному каталогу (а), и, кроме того, мощность и крутящий момент, полученные при стендовых испытаниях (б), проведенных в соответствии с ГОСТ 491-55. Кривые 1 показывают мощность и крутящий момент без двигателя, обслуживающего оборудования, а кривые 2 — с оборудованием (но без вентилятора). Показатели, полученные при стендовых испытаниях по ГОСТу, на 12—15% ниже соответствующих показателей, указываемых фирмой.

Данные, приводимые по двигателям отечественными автомобильными заводами, всегда основываются на рабочих характеристиках, определенных с эксплуатационной регулировкой, без специального обдува и без отключения максимально

возможного числа агрегатов. При серийном или массовом производстве двигателя, выпускаемые заводом, дают несколько различные показатели. Разброс показателей по разным причинам может достигать 5—6%. Стремясь обеспечить всех потребителей двигателями с показателями, приведенными в каталоге, заводы обычно указывают мощностные и экономические показатели, равные тем, которые получаются у наиболее неудачных двигателей данной серии.

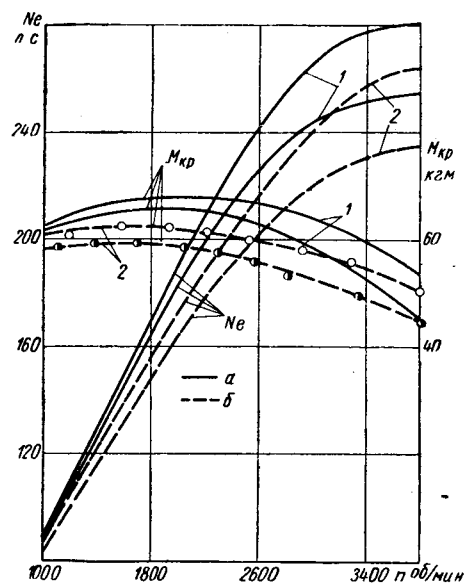


Рис. 2.

Таким образом, зарубежные фирмы приводят в своих каталогах максимально возможные данные, получаемые при особых условиях испытаний специально подготовленного двигателя, а отечественные автомобильные заводы указывают минимальные показатели, получаемые при испытании наименее удачных образцов двигателей данной серии. Это ставит отечественные двигатели в весьма невыгодные условия на международном рынке.

Удельные показатели отечественных двигателей (литровая мощность, удельный расход топлива и т. п.) по данным каталогов и рекламы автоэкспорта заметно ниже соответствующих показателей американских двигателей, — в действительности такая разница отсутствует. Так, например, по данным, приведенным фирмой по двигателю грузового автомобиля Форд-534, его литровая мощность составляет 32 л.с./л, т. е. примерно на 25% выше литровой мощности двигателя ЗИЛ-130,готавливаемого к выпуску в ближайшее время Московским автозаводом имени Лихачева. Испытания двигателей Форд-534 и ЗИЛ-130, проведенные по одинаковой методике, показали, что их литровые мощности полностью совпадают.

Поэтому назрела необходимость пересмотреть и изменить существующий ГОСТ на методы испытаний автомобильных двигателей. Эти изменения должны касаться прежде всего вопроса об указании в паспорте двигателя «парадных» и «эксплуатационных» показателей. Первые будут характеризовать совершенство двигателя и его возможности, вторые — фактические показатели, гарантируемые потребителю. В ГОСТе следует уточнить и методы испытаний. Кроме того, должны быть выделены специальные разделы по методам испытаний двигателей с воздушным охлаждением и по оценке детонационных качеств двигателя.

Выбор размеров шин с регулируемым внутренним давлением воздуха

Канд. техн. наук Я. С. АГЕЙКИН

УВЕЛИЧЕНИЕ проходимости автомобилей на тяжелых участках бездорожья достигается целым рядом конструктивных мероприятий, основным из которых является применение специальных шин, обеспечивающих малое удельное давление на грунт. Из применяемых в настоящее время типов шин наиболее удобными для автомобилей высокой проходимости являются шины с регулируемым внутренним давлением воздуха. Эти шины, обладая возможностью изменения эластичности в процессе эксплуатации, в большей мере, чем все остальные, способны работать в различных дорожных условиях.

Уменьшение удельных давлений на грунт при использовании этих шин происходит за счет увеличенных по сравнению с обычными автомобильными шинами размеров профиля и большей эластичности. В общем случае, при постоянной нагрузке на колесо, чем больше размеры профиля, тем больше максимально возможная опорная поверхность и соответственно на меньше удельные давления на грунт. Вместе с тем, при увеличении профиля шины увеличиваются ее габаритные размеры, что повышает проходимость, но снижает некоторые другие качества автомобиля и увеличивает стоимость не только шин, но и всего автомобиля. Поэтому при выборе размеров шин следует стремиться к тому, чтобы требуемая проходимость (зависящая от назначения автомобиля) обеспечивалась при минимально возможных габаритных размерах шины.

На рис. 1 приведена схема обозначений основных параметров шины.

Многолетний опыт показывает, что наилучшее сочетание эксплуатационных качеств шин получается при вполне определенных соотношениях

размеров профиля $\frac{H}{B_0}$ и $\frac{B_F}{B_0}$. Поэтому при изменении размеров шины отношения $\frac{H}{B_0}$ и $\frac{B_F}{B_0}$ сохраняются постоянными (табл. 1).

Рис. 1. Схема обозначений основных параметров шин:

D — наружный диаметр;
 d — диаметр обода; B_0 — ширина профиля; H — высота профиля; B_F — ширина обода колеса; δ — радиальная деформация шины.

Учитывая это, все основные размеры шины с регулируемым давлением можно выразить через значения ширины профиля B_0 и диаметра обода колеса d .

$$\left. \begin{aligned} H &= (0,97 - 0,98) B_0; \\ B_F &= (0,65 - 0,70) B_0; \\ D &= d + 1,95 B_0. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Таблица 1

Модель	Размеры шины (B_0-d)	$\frac{H}{B_0}$	$\frac{B_F}{B_0}$	$\frac{\delta_{номин}}{B_0}$
И-96	11,00—18	0,98	0,68	0,12
И-111	12,00—18	0,97	0,7	0,115
И-112	13,00—18	0,98	0,655	0,12
И-113	14,00—18	0,975	0,65	0,11
И-156	16,00—20	0,98	0,672	0,114
И-159	16,00—24	0,97	0,65	0,114
И-170	18,00—24	0,97	0,65	0,11

Для грубых подсчетов можно принять

$$D = d + 2B_0.$$

Величина радиальной деформации для каждого типа шин также находится в строгой зависимости от ширины профиля шины. Из табл. 1 видно, что для шин с регулируемым давлением воздуха при номинальных значениях нагрузки и внутреннего давления воздуха радиальная деформация составляет 11—12% от ширины профиля. Однако шины с регулируемым давлением, обладающие большой эластичностью каркаса, при необходимости могут работать со значительно большей радиальной деформацией. В этом заключается их основное преимущество по сравнению с обычными автомобильными шинами. В результате достаточно большого опыта по испытаниям и эксплуатации таких шин установлено, что кратковременно они могут работать при радиальной деформации, достигающей 35—38% от ширины профиля. При дальнейшем увеличении радиальной деформации нарушается боковая устойчивость шин, автомобиль теряет способность устойчиво двигаться в нужном направлении.

Следовательно, в качестве максимально допустимого значения радиальной деформации при кратковременной работе для рассматриваемых шин можно принять относительную величину деформации, которая составляет 35% от ширины профиля ($\delta_{max} = 0,35 B_0$).

Диаметр обода колеса d желательно иметь возможно меньшим, так как в этом случае, не увеличивая наружного диаметра шины, можно увеличить размеры профиля, что приведет к пропорциональному увеличению максимально допустимой радиальной деформации шины и соответственно к снижению удельных давлений на грунт.

Исходными данными для выбора диаметра обода колеса являются параметры колесных тормозов. При разработке колесных тормозов необходимо стремиться к получению минимального их диаметра.

При известной величине диаметра обода колеса задача по определению оптимальных размеров шины с регулируемым давлением сводится к нахождению требуемого значения ширины профиля, так как остальные размеры однозначно выражаются через ширину профиля и диаметр обода [см. уравнения (1)].

Выбор размеров шины целесообразно вести для тяжело проходимых грунтов, на которых должен работать данный автомобиль. Проходимость автомобиля в остальных дорожных условиях при этом будет гарантирована. Кроме того, регулируя внутреннее давление в шинах, можно обеспечить оптимальные в отношении затрачиваемой энергии условия движения для каждого конкретного случая.

Протяженность наиболее тяжелых (например, заболоченных) грунтовых участков, как правило, небольшая, поэтому на этих участках можно допустить работу шин при предельно допустимой для кратковременной работы радиальной деформации. При этом срок службы шины естественно будет снижаться. Однако, учитывая небольшие расстояния, на которых шины будут работать с предельной деформацией, и небольшую скорость, этот вариант в целом экономически более выгоден, чем применение шин больших размеров, обеспечивающих проходимость по тем же участкам с меньшей радиальной деформацией.

Для оценки проходимости автомобиля по грунту (например, по снегу) необходимо знать сопротивление грунта вдавливанию в него постороннего тела и сцепные свойства грунта.

Сопротивление грунта вдавливанию принято выражать эмпирической зависимостью

$$q = ch^{\mu}, \quad (2)$$

где q — удельное давление на грунт в кг/см^2 ;

h — деформации грунта в см ;

а μ — параметры, зависящие от вида и состояния грунта, а также от его однородности по глубине.

Сцепные свойства грунта оценивают по формуле

$$\tau = c_0 + q\Phi, \quad (3)$$

где τ — удельное сопротивление грунта сдвигу в кг/см^2 ;

c_0 — внутреннее сцепление в грунте в кг/см^2 ;

Φ — коэффициент внутреннего трения в грунте.

В качестве исходных данных помимо значений c , μ , c_0 и Φ , должны быть известны коэффициенты трения резины по грунту β и стали по грунту β_1 .

В табл. 2 приведены ориентировочные значения указанных параметров.

Значение ξ зависит от величин μ и $\frac{2h}{r+R}$ и может быть определено по графикам, приведенным на рис. 3. Размеры контакта шины с грунтом определяются по следующим уравнениям:

$$l = 2\sqrt{\delta(D-\delta)}; \quad (6)$$

$$L = 2\sqrt{(\delta+h)[D-(\delta+h)]}; \quad (7)$$

$$B = b + 2\sqrt{h(2r-h)}; \quad (8)$$

$$b = n_1 B_0; \quad (9)$$

$$r = n_2 B_0. \quad (10)$$

Таблица 2

Грунты	μ	c	$c_0 \text{ кг/см}^2$	Φ	β	β_1
Связные (глинистые) при малой влажности (ниже предела пластичности); сухие грунтовые дороги	1	10—25	0,5—1,5	0,27—0,5	0,6—0,75	0,4—0,6
Связные в пластичном состоянии Сухой мелкозернистый песок	0,5 0,5	0,5—3,0 0,5—3,0	0,3—1 0,03—0,1	0,2—0,4 0,4—0,7	0,3—0,5 0,6—1,0	0,25—0,4 —
Переувлажненные (влажность около предела текучести) без близлежащего твердого слоя; торфяные и заболоченные	0	0,1—1	0,08—0,15	0,03—0,35	0,2—0,4	0,1—0,3
Слабый (переувлажненный или очень неплотный) верхний слой, лежащий на более жестком основании: (грунты в период распутицы, глинистые грунты в период длительных дождей, рыхлый снег небольшой глубины)	3—1,5	0,001—0,1	0,08—0,5	0,03—0,3	0,1—0,4	0,1—0,3

Для обеспечения возможности движения автомобиля по горизонтальному труднопроходимому грунтовому участку необходимо выполнение условия

$$\rho_{yd} = \frac{P_{сц} - P_{дв.гр.}}{G_a} > 0, \quad (4)$$

где ρ_{yd} — удельная величина запаса сцепления;

G_a — вес автомобиля в кг ;

$P_{сц}$ — максимально возможная сила сцепления колес автомобиля с грунтом в кг ;

$P_{дв.гр.}$ — сила сопротивления грунта движению автомобиля в кг .

Предполагается, что у автомобилей высокой проходимости все колеса ведущие, а также что скорость автомобиля при преодолении труднопроходимых участков небольшая и ее влиянием на параметры проходимости можно пренебречь.

Рассмотрим способы определения параметров проходимости, входящих в неравенство (4).

Чтобы определить силу сцепления колеса с грунтом и силу сопротивления качению колеса по деформирующемуся грунту, необходимо определить размеры образуемой колеи и поверхности контакта шины с грунтом. Для этого использована расчетная схема, приведенная на рис. 2, на основании которой получено уравнение, выражающее нагрузку G_k на колесо через размеры контакта шины с грунтом и параметры грунта c и μ ,

$$G_k = \frac{\pi}{4} c h^{\mu} [lb(1 - 0,5\xi) + 0,4\xi LB], \quad (5)$$

где $\xi = \frac{q_{ср}}{q_{\max}}$;

$q_{ср}$ — среднее удельное давление в криволинейной зоне контакта;

$q_{\max}$ — максимальное удельное давление в криволинейной зоне контакта, равное удельному давлению в плоской зоне контакта.

В уравнениях (9) и (10) для случая работы шины с регулируемым внутренним давлением воздуха при максимально допустимом значении радиальной деформации, равном 35% от ширины профиля, $n_1 = 0,79$; $n_2 = 0,228$.

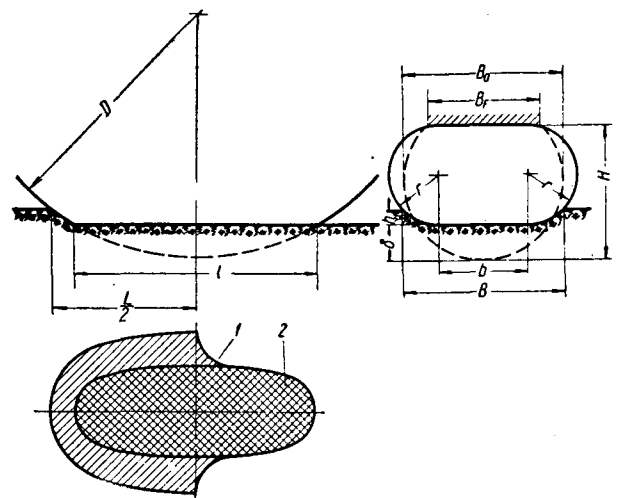


Рис. 2. Схема взаимодействия колеса с грунтом:

1 — криволинейная зона контактов; 2 — плоская зона контакта. Перейдя от одного колеса ко всему автомобилю, получим

$$G_a = n \frac{\pi}{4} c h^{\mu} [lb(1 - 0,5\xi) + 0,4\xi LB] + c(h - \Pi)^{\mu} k F_1, \quad (11)$$

где n — число колес автомобиля;
 F_1 — площадь горизонтального сечения части кузова (мостов) автомобиля, погруженной в грунт;

$$\Pi = \frac{D}{2} - \delta_{\max} - a$$

— дорожный просвет (a — расстояние по вертикали от плоскости осей колес до нижней точки автомобиля);
 k_1 — коэффициент формы (для прямоугольной формы $k_1=1$).

Для автомобилей типа ГАЗ-63 и ЗИЛ-157, у которых просвет ограничивается мостами, коэффициент k_1 изменяется в зависимости от значения μ (табл. 3).

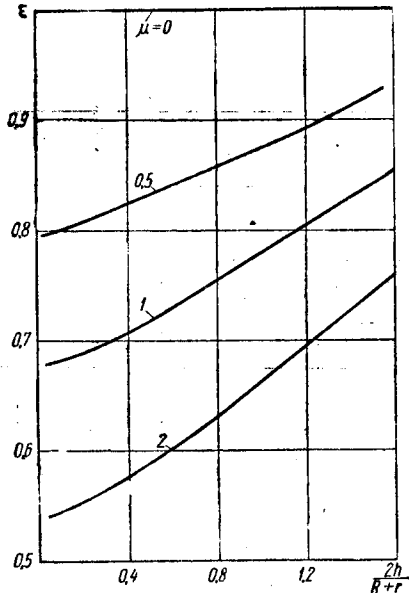


Рис. 3. Графики для определения коэффициента ξ .

Уравнение (11) получено для наиболее тяжелых условий движения, когда каждое колесо автомобиля образует самостоятельную колею. Такой метод расчета предполагает не только движение автомобиля по прямой, но и возможность маневрирования на тяжелых грунтовых участках.

Таблица 3

μ	k_1	k_2
0	1	0,75
0,5	0,85	0,65
1,0	0,75	0,6
1,5	0,68	0,55
2,0	0,62	0,5
3,0	0,5	0,4

Порядок решения уравнений (6)–(11) следующий:

1) по уравнениям (6), (9), (10) необходимо определить значения l ; b ; r ;

2) задавшись несколькими

значениями h , следует определить для каждого из них величины L и B по уравнениям (7), (8); F_1 — по конструктивным данным автомобиля и G_a — по уравнению (11);

3) построить график $h=f(G_a)$ и определить по нему глубину колеи, соответствующую заданному весу автомобиля;

4) для установленного значения h определить значения L ; B ; L_1 .

Сила сопротивления движению автомобиля по горизонтальному грунтовому участку вызывается сопротивлением грунта перемещению кузова (мостов) автомобиля, если $h > \Pi$, и сопротивлением качению колеса по грунту.

$$P_{\text{дв}} = P_k + P_f.$$

Силу сопротивления грунта перемещению кузова автомобиля можно определить по уравнению

$$P_k = k_2 \cdot c(h - \Pi)^\mu \left[\frac{(h - \Pi) B_1}{\mu + 1} + F_1 \cdot \xi \right], \quad (12)$$

где B_1 — ширина следа, оставляемого корпусом автомобиля на грунте;

k_2 — коэффициент, учитывающий форму нижней поверхности корпуса автомобиля (для прямоугольной формы $k_2=1$).

Для автомобилей типа ГАЗ-63, ЗИЛ-157, у которых просвет ограничивается мостами, значения k_2 , так же как и k_1 , приведены в табл. 3.

Сопротивление качению колеса по деформирующемуся грунту вызывается затратой энергии на деформацию грунта, деформацию шины и преодоление прилипания грунта к шине. На величину запаса сцепления P_{fzp} , определяющую возможность движения автомобиля, из перечисленных трех составляющих влияет только сила сопротивления качению, вызываемая затратой энергии P_{fzp} на деформацию грунта.

Энергия, затрачиваемая на деформацию шины при ее качении, снижает к.п.д. шины как передаточного механизма, но не влияет на величину запаса сцепления.

Прилипание грунта к поверхности шины увеличивает сопротивление качению, но в то же время оно увеличивает на такую же величину и максимально возможное сцепление колеса с грунтом. Поэтому при рассмотрении разности $P_{ca} - P_f$ влияние прилипания грунта к шине можно не учитывать.

Составляющая силы сопротивления качению, вызываемая затратой работы на деформацию грунта, выражается уравнением

$$P_{fzp} = \frac{c}{\mu + 1} (A_1 \cdot h)^{\mu+1} [b + \varphi(B - b)], \quad (13)$$

где φ — коэффициент, учитывающий кривизну боковых стенок колес (значения φ в зависимости от величин μ и $\frac{h}{r}$ приведены на рис. 4);

A_1 — параметр, учитывающий отклонение от вертикали траектории перемещения грунта при деформации.

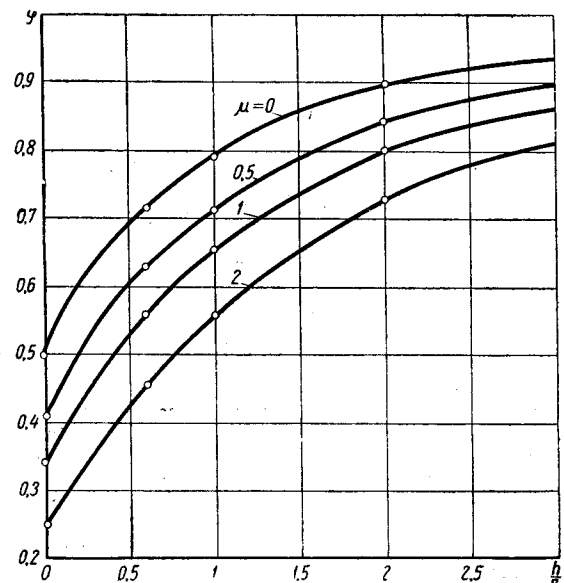


Рис. 4. Графики для определения коэффициента φ .

Для случая качения колеса без буксования

$$A_1 = \frac{\sqrt{\left(\frac{L}{2}\right)^2 + h^2}}{h} \left(\arcsin \frac{h}{\sqrt{\left(\frac{L}{2}\right)^2 + h^2}} \right). \quad (14)$$

Суммарная сила сопротивления грунта движению автомобиля равна

$$P_{\text{дв.зр}} = P_k + P_{fzp}. \quad (15)$$

Силу сцепления колес автомобиля с мягким грунтом в общем случае можно выразить уравнением

$$P_{сц} = nF(1 - m)\tau_{ср} + G_{a1}m\beta, \quad (16)$$

где G_{a1} — сцепной вес автомобиля;

$$G_{a1} = G_a - k_1 c F_1 (h - \Pi)^n; \quad (17)$$

F — площадь поверхности контакта шины с грунтом;

$$F = \frac{\pi}{4} [lb(1 - 0,5\xi) + 0,4\xi LB]; \quad (18)$$

m — плотность рисунка протектора (отношение площади беговой поверхности грунтозацепов ко всей площади протектора);

β — коэффициент трения резины по грунту;

$\tau_{ср}$ — среднее значение удельного сопротивления грунта сдвигу.

В уравнении (16) первое слагаемое выражает сопротивление сдвигу грунта, заключенного между грунтозацепами, второе — силу трения беговой поверхности грунтозацепов по грунту. Удельное сопротивление грунта сдвигу τ в различных точках контакта шины с грунтом не одинаково.

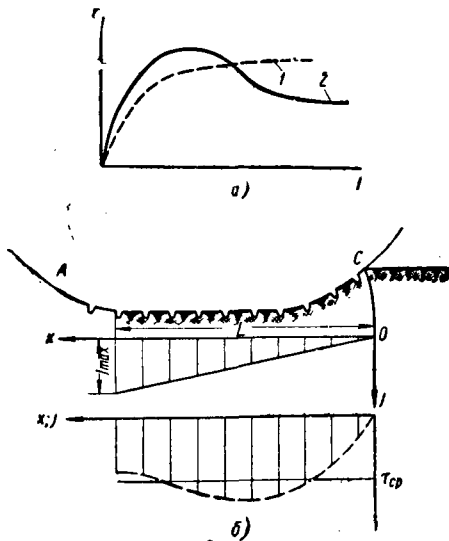


Рис. 5. Распределение сил сопротивления грунта сдвигу по длине контакта:

1 — несвязный грунт; 2 — связный грунт.

Из механики грунтов известно, что удельное сопротивление грунта сдвигу изменяется в зависимости от величины сдвига. Характер этих зависимостей показан на рис. 5, а.

Величина продольного сдвига j грунта в контакте увеличивается от нуля в начале контакта до максимального значения в конце контакта. Закон изменения j по длине контакта обычно принимают линейным.

Таким образом, величина τ в различных точках контакта будет определяться величиной j в этой точке и зависимостью $\tau = f(j)$ для данного грунта (рис. 5, б).

Очевидно, что среднее значение удельного сопротивления грунта сдвигу $\tau_{ср}$ для всей площади контакта будет меньше, чем $\tau_{max} = c_0 + q\Phi$ и должно изменяться в зависимости от j_{max} .

Согласно экспериментам, проведенным автором, при $j_{max} = 25 \div 50$ мм (что при длине контакта 400—600 мм, характерной для шин с регулируемым давлением в случае работы с максимально допустимой деформацией, соответствует буксова-

нию 5—10%) величина $\frac{\tau_{ср}}{\tau_{max}} = A_2$ изменяется на различных грунтах в пределах 0,8—0,95.

Подставив значение $\tau_{ср} = A_2(c + q\Phi)$ в уравнение (15), получим окончательное выражение для максимально возможной силы сцепления шины с грунтом

$$P_{сц} = A_2(1 - m)(c_0 n F + G_{a1} \Phi) + G_{a1} m \beta.$$

Пользуясь изложенными способами определения основных параметров проходимости, можно найти требуемую величину ширины профиля шины.

Последовательно, задаваясь несколькими значениями B_0 , для каждого из них, определяем силу сопротивления грунта движению $P_{дв.гр}$ и силу сцепления $P_{сц}$ колес с грунтом.

Строим графики $P_{дв.гр} = f(B_0)$ и $P_{сц} = f(B_0)$ (рис. 6).

С помощью этих графиков находим наименьшую величину «ширины профиля», при которой обеспечивается необходимый запас сцепления колес с грунтом.

Очевидно, что требуемая удельная величина запаса сцепления для различных автомобилей должна быть различной и будет определяться в зависимости от их назначения.

Предлагаемые расчетные формулы дают результаты, хорошо согласующиеся с экспериментальными данными, что проверено сопоставлением результатов расчета с опытными данными, полученными на песке, пашне, суглинке и переувлажненном тяжелом суглинке.

С помощью изложенного метода был произведен расчет параметров шины для двухосного автомобиля общим весом 6400 кг и равномерным распределением веса по осям.

Диаметр обода колеса d принят равным 46 см.

Расчетные характеристики грунта ($c = 0,5$ кг/см; $\mu = 0$; $c_0 = 0,12$ кг/см; $\Phi = 0,15$) взяты по данным Н. Н. Иванова для глинистого грунта при влажности, близкой к пределу текучести. Этот грунт является одним из самых тяжелых для проходимости.

Остальные параметры, необходимые для расчета, приняты следующими: $\beta = 0,2$; $\beta_1 = 0,15$; $m = 0,35$; $\alpha = 20$ см.

Все данные расчета приведены в табл. 4.

По результатам расчета построены графики (рис. 6).

Из полученных графиков находим, что минимальное значение ширины профиля шины, при котором обеспечивается требуемый запас сцепления (принято $P_{уд} = 0,1$), равно 46,0 см ($\sim 18,0''$), т. е. для обеспечения возможности движения данного автомобиля по переувлажненному глинистому грунту необходимы шины 18,00—18.

Описанный метод определения размеров шиш может быть использован и для широкопрофильных шиш. Изменяется лишь

соотношения параметров профиля $\frac{H}{B_0}$; $\frac{B_F}{B_0}$; $\frac{\delta_{max}}{B_0}$ и связанные с ними значения коэффициентов n_1 и n_2 [см. уравнения (1), (9) и (10)].

Рисунок протектора выбирается в зависимости от грунтовых условий, в которых должны работать шины. Опыт показывает, что требования к рисунку протектора значительно меняются в зависимости от типа и состояния грунта. Например, для сыпучих песков целесообразны шины с малорасчлененным протектором, имеющим небольшие углубления, а для связных пластичных грунтов необходимы шины с сильно расчлененным протектором, имеющим высокие грунтозацепы. Для универсальных шин, которые должны работать как на твердых дорогах, так и на разнообразных мягких грунтах, можно сделать следующие рекомендации по выбору рисунка протектора.

Плотность рисунка протектора должна быть равна 0,3—0,4.

Грунтозацепы целесообразно распространить на всю участвующую в сцеплении с грунтом поверхность шины, т. е. до середины боковых стенок шины.

Переход от протекторной зоны к боковинам должен быть плавным.

Оптимальная высота грунтозацепов 25—30 мм.

Расстояние между грунтозацепами должно быть в 2—3 раза больше их высоты.

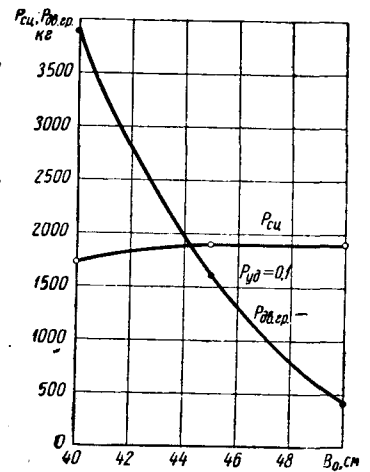


Рис. 6. Расчетные графики для определения оптимальной величины ширины профиля.

Таблица 4

B_0 в см	D в см	$\delta_{\text{тах}}$ в см	i в см	b в см	r в см	h в см	Π в см	L в см	B в см	F в см	F_1 в см	G_{a_1} в см	P_k в кг	$P_{\text{бг}}$ в кг	$P_{\text{дв.г.р}}$ в кг	$P_{\text{сц}}$ в кг	$\rho_{\text{уд}}$
40	124	14	78,4	31,6	9,1	37	28	122	49,8	2900	1200	5800	98,5	950	38985	1726	0,34
45	133,7	15,75	86	35,6	10,2	16	31,25	113	56	3200	0	6400	0	400	1600	1900	0,047
50	143,5	17,5	94	39,5	11,4	4	34,2	102	54,0	3200	0	6400	0	104	416	1900	0,23
46	136	16,0	88	36,4	10,5	13	32	111	55,7	3200	0	6400	0	315	1260	1900	0,1

Боковые стенки грунтозацепов желательно выполнять наклонными для улучшения самоочищаемости и увеличения сцепления.

Для обеспечения большей эластичности шины грунтозацепы должны быть расчлененными.

Общая форма рисунка протектора должна обеспечивать плавное (безвибрационное) качение шины по дороге с твердым покрытием.

ЛИТЕРАТУРА

1. Иванов Н. Н., Основные положения механики грунтов, определяющие проходимость. Труды совещания по проходимости колесных и гусеничных машин по целине и грунтовым дорогам. Изд. АН СССР, 1950.
2. Цукерберг С. М., Захаров С. П., Непехов Б. В., Абрамова Э. Е., Шины, повышающие проходимость автомобиля, Автотрансиздат, 1959.
3. Агейкин Я. С., «Автомобильная промышленность» № 5, 1959.
4. Агейкин Я. С., Исследование работы шин переменного давления на деформируемом грунте. Сб., «Проблемы повышения проходимости колесных машин», Изд. АН СССР, 1959.

Влияние вращения тарелки клапана на износ кулачка

И. Б. ТАРТАКОВСКИЙ

НА МНОГИХ автотракторных двигателях установлены клапаны с плоским свободновращающимся толкателем. На быстроходных двигателях с воспламенением от сжатия типа В2-300, Д12, Д6 встречаются две разновидности клапанов. В одном варианте тарелка вместе с клапаном свободно вращается в гнезде, а в другом — тарелка и клапан не вращаются, что достигается применением клапанной пружины специальной конструкции. Крайние витки пружины отогнуты наружу в виде «усников», которые входят в специальные прорезы на плоскости головки блока и в замке тарелки клапана.

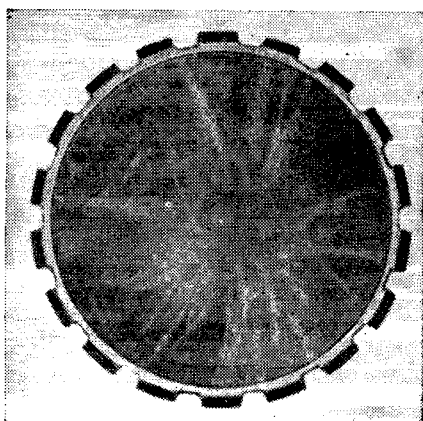


Рис. 1.

Тарелка клапана первого типа, благодаря свободному вращению, изнашивается по всей плоскости, приобретая характерный лучистый рисунок (рис. 1). Тарелка клапана второго типа изнашивается лишь в пределах полосы контакта с кулачком (рис. 2).

С целью сравнения износа кулачков и тарелок двух вариантов клапанного механизма двигателя В2-300 проводились ис-

пытания. На нормальный двигатель устанавливались клапаны обоих вариантов так, что все нечетные клапаны имели пружину с усиком, а все четные — пружину без усика. Таким образом, каждый цилиндр двигателя имел одну пару невращающихся тарелок и одну пару свободновращающихся. Следова-

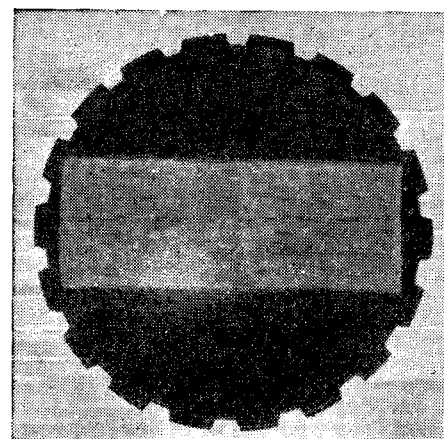


Рис. 2.

тельно, всего на двигатель устанавливались 24 вращающихся и 24 невращающихся тарелки.

Из числа невращающихся тарелок четыре были обработаны по 8-му классу чистоты, а все остальные тарелки имели в соответствии с чертежом нормальную чистоту поверхности 11-го класса.

Перед сборкой все кулачки распределительных валов измерялись по профилю на специальном приборе с точностью до 0,01 мм.

Измерения производились путем сравнения фактического перемещения клапана с теоретическим перемещением в семнадцати точках рабочей части профиля.

Двигатель подвергался стендовым испытаниям под нагрузкой на гарантийный срок службы, после чего вновь измерялись профили кулачков, а также профиль поверхности трения тарелок клапана. Макропрофиль измерялся методом «ощупывания» через каждый 1 мм с точностью до 0,002 мм на специальном индикаторном приборе. Микропрофиль измерялся на интерференционном микроскопе Линника.

Испытания показали, что кулачки, работавшие с вращающейся тарелкой, изнашиваются приблизительно в 10 раз быстрее, чем кулачки, работавшие с невращающейся тарелкой. Местный износ кулачков, работавших с тарелкой первого типа, превышает 0,3 мм, а износ кулачков, работавших с тарелкой второго типа, — не более 0,03 мм.

Износ тарелок обоих типов не превышает 0,002 мм.

Чистота поверхности трения невращающихся тарелок оказалась в пределах 11-го класса, независимо от того, какой была первоначальная чистота поверхности.

На поверхности трения вращающихся тарелок обнаружены радиальные выступы высотой до 0,016 мм.

Большой износ кулачков, работавших с вращающейся тарелкой, объясняется следующими факторами.

В результате трения под действием больших удельных давлений контакта происходит перенос мельчайших частиц металла с одной поверхности трения на другую. Перенос частиц кулачка на тарелку более вероятен, чем обратный перенос, так как работа трения, отнесенная к единице рабочей поверхности кулачка, в несколько раз больше, чем работа трения, отнесенная к единице рабочей поверхности тарелки.

Перенесенные частицы металла очень прочно удерживаются межмолекулярными силами на поверхности тарелки. Этому способствует высокая местная температура контакта, которая по данным Б. Н. Костецкого достигает 800°. Если тарелка не вращается, перенесенные частицы располагаются тонким слоем, ориентируясь по направлению скольжения и не снижая первоначальной чистоты поверхности. Более того, если первоначально поверхность тарелки была грубой, то впоследствии неровности сглаживаются. Приработанная поверхность тарелки имеет штрихи, параллельные направлению скольжения, что, как известно, является наиболее благоприятным с точки зрения износостойкости.

Если тарелка вращается, то прилипшие частицы металла располагаются вдоль ее радиусов, образуя лучистый рисунок.

Направление штрихов на тарелке не совпадает с направлением скольжения, так как радиусы не могут быть параллельны между собой. Поэтому тарелка не прирабатывается. Микровыступы, расположенные под углом к направлению скольжения, соскабливают с кулачка все новые частицы, которые постепенно образуют радиальные наросты значительной высоты. Исследования Б. И. Костецкого показали, что прочность радиальных наростов выше прочности основного металла кулачка. Вследствие чрезвычайно больших удельных давлений между кулачком и наростами тарелки кулачок интенсивно изнашивается. Тарелка, как показали измерения, изнашивается незначительно.

Мнения специалистов о целесообразности применения свободновращающейся тарелки клапана не подтверждаются опытом.

Применение невращающихся тарелок клапана должно дать большой экономический эффект. На некоторых типах двигателей этим способом может быть полностью исключена необходимость перешлифовки или восстановления профиля кулачка распределительного вала при ремонте. Поэтому можно будет исключить из станочного парка ремонтных предприятий станки для шлифовки профиля кулачка.

Когда чистота поверхности тарелки клапана диктуется лишь условиями износостойкости, нет необходимости производить притирку или суперфиниширование тарелки. Невращающаяся тарелка быстро прирабатывается к кулачку без какого-либо вреда для последнего.

ОТ РЕДАКЦИИ

Вращающиеся плоские толкатели, широко применяются для автомобильных двигателей. Вместе с тем фактические данные показывают, что вращение толкателя не всегда обязательно. С этой точки зрения статья И. Б. Тартаковского представляет интерес. Однако выводы статьи о том, что вращение толкателей ускоряет износ, основывающиеся только на одном опыте с двигателем своеобразной конструкции, — преждевременны и не могут быть распространены на все виды транспортных двигателей, особенно быстроходных.

Влияние развала и схода передних колес на накат автомобиля

М. М. СЛУЦКИЙ

Московский автомеханический институт

УСТАНОВКА управляемых колес автомобиля влияет на ряд его эксплуатационных качеств. Всякое отклонение установочных параметров передних колес (развал и сход) от оптимальных значений вызывает повышенный износ шин этих колес и расход топлива автомобиля, а также несколько снижает динамические качества последнего.

Кроме того, неправильная установка передних колес может повлиять на устойчивость движения автомобиля и на его управляемость.

В работах [1], [2] теоретически и экспериментально установлена связь между развалом и сходом управляемых колес и определены их оптимальные значения для некоторых образцов шин.

Можно считать доказанным, что от углов развала и схода передних колес зависит общее сопротивление движению автомобиля.

В связи с изложенным выше при определении оптимальных соотношений между углами развала и схода можно воспользоваться зависимостью наката автомобиля от общего сопротивления движению, зависящего от величины углов развала и схода.

Движение автомобиля при его накате выражается уравнением

$$j = \frac{P_w + P_\phi + P_{\delta, \tau}}{M},$$

где j — замедление автомобиля;

M — масса автомобиля;

P_w и P_ϕ — силы сопротивления воздуха и дороги;

$P_{\delta, \tau}$ — сила сопротивления движению, зависящая от углов развала и схода автомобиля.

В случае нулевых значений углов развала и схода замедление автомобиля при накате равно

$$j_0 = \frac{P_w + P_\phi}{M}.$$

Таким образом, дополнительное замедление, вызванное установкой колес с развалом и сходом, определяется

$$\Delta j = j - j_0 = \frac{P_{\delta, \tau}}{M}.$$

Из полученного выражения видно, что найденное дополнительное замедление, испытываемое автомобилем при установке его передних колес с развалом и сходом, практически не зависит от скорости движения накатом. Этим обстоятельством можно воспользоваться при определении оптимального значения угла схода передних колес методом выбега автомобиля или специальной тележки с испытываемыми шинами. Дополнительное замедление, очевидно, можно будет определять как разность средних замедлений при накате в определенном ин-

тервале скоростей при заданных углах развала и схода и их нулевым значением.

На рис. 1 приведены кривые наката одного и того же автомобиля при различных установках его передних колес. В этом

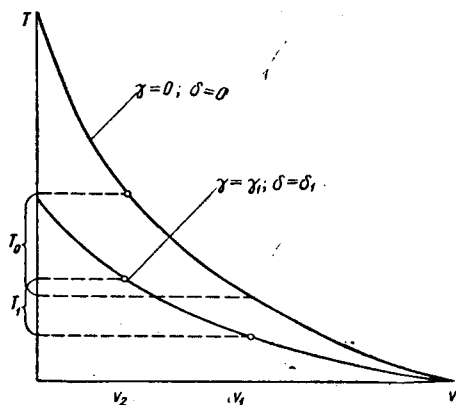


Рис. 1.

случае в интервале скоростей v_1 и v_2 значения средних замедлений соответственно равны

$$j_{cp1} = \frac{v_1 - v_2}{T_1};$$

$$j_{cp0} = \frac{v_1 - v_2}{T_0}.$$

Из этих формул может быть определено дополнительное замедление

$$\Delta j = j_{cp1} - j_{cp0} = \frac{v_1 - v_2}{T_1} - \frac{v_1 - v_2}{T_0}$$

или, принимая

$$v_1 - v_2 = \Delta v,$$

получим

$$\Delta j = \Delta v \frac{T_0 - T_1}{T_0 T_1}.$$

Данное выражение справедливо для любого интервала скоростей Δv . Следовательно, если рассматривать накат автомобиля до полной остановки, то последнее выражение примет следующий вид:

$$\Delta j = v \frac{T_0 - T_1}{T_0 F}.$$

Это равенство позволяет при обработке результатов экспериментальных данных, полученных при накате автомобиля, быстро и достаточно точно определять дополнительное замедление, вызываемое наличием углов развала и схода его управляемых колес.

Изложенная методика обработки применялась при испытаниях автомобиля «Москвич-407».

У испытываемого автомобиля «Москвич» применялись верхние рычаги передней подвески специальной конструкции, позволившие изменять угол развала передних колес в более широких пределах (до 5°), чем это предусмотрено регулировочными приспособлениями стандартной подвески.

Испытания проводились в безветренную погоду на горизонтальном участке асфальтированного шоссе.

Скорость движения при накате составляла 50–60 км/час.

На рис. 2 приведены кривые зависимости дополнительного замедления автомобиля «Москвич» при различной установке его передних колес, имеющих давление в шинах $1,7 \text{ кг/см}^2$ (а) и $1,5 \text{ кг/см}^2$ (б). Кривые показывают характер изменения дополнительного замедления, а следовательно, и дополнительно сопротивления, испытываемого автомобилем при установке его передних колес с развалом и сходом.

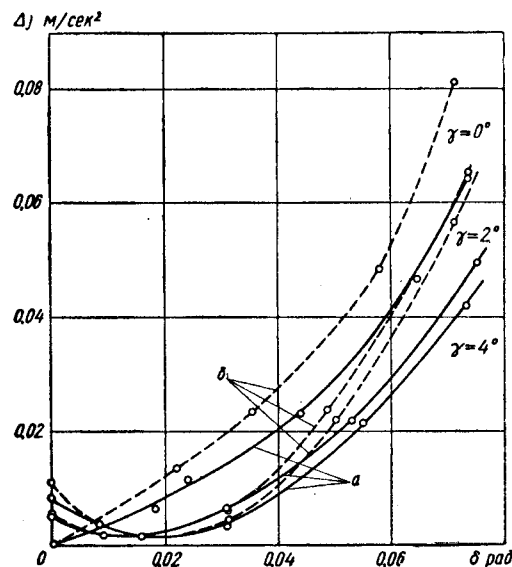


Рис. 2.

Методика определения дополнительного замедления автомобиля при накате может быть использована в случае выяснения оптимальных соотношений между развалом и сходом передних колес автомобилей.

Так, для испытываемых шин при номинальном внутреннем давлении, равном $1,7 \text{ кг/см}^2$, оптимальное соотношение между углами развала и схода получается в случае, когда угол схода, отнесенный к одному колесу, составляет примерно 14% от угла развала.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ечевстов Ю. А., Слуцкий М. М., «Автомобильная промышленность» № 7, 1958.
2. Фалькевич Б. С., Ечевстов Ю. А., Трубинов В. М., «Установка управляемых колес автомобиля», Труды МАМИ, вып. 1, Автотрансиздат, 1954.

Расчет резиновой упругой муфты для трансмиссии автомобиля

С. Н. ИВАНОВ

НАМИ

ЗНАЧИТЕЛЬНОЕ увеличение прочности соединения резины с металлом $\sigma_p = 30 \div 40 \text{ кг/см}^2$, достигнутое за последнее время, дало возможность шире применять упругие резиновые муфты в трансмиссиях современных автомобилей. Простота конструкции этих муфт и то, что они при эксплуатации не требуют смазки, не боятся грязи и пыли, допускают осевые и угловые перемещения, снижают шум во время работы и имеют достаточный срок службы, позволили в некоторых моделях современных автомобилей («Москвич-410», Симка-

Аронд, Лянча-Аурелиа, Мерседес-Бенц-190 и др.) заменить жесткий универсальный шарнир карданного вала упругой резиновой муфтой.

У разных моделей автомобилей на карданных валах устанавливаются упругие резиновые муфты различной конструкции. Наиболее часто применяются упругие резиновые муфты, изображенные на рис. 1. У тех автомобилей, где трансмиссия komponуется в едином блоке с двигателем (без карданного вала), упругие резиновые муфты устанавливаются на веду-

щих полуосях. В этом случае наиболее часто применяются упругие резиновые муфты, изображенные на рис. 2.

Упругие резиновые муфты, установленные в трансмиссии, благоприятно влияют на работу ее агрегатов и увеличивают

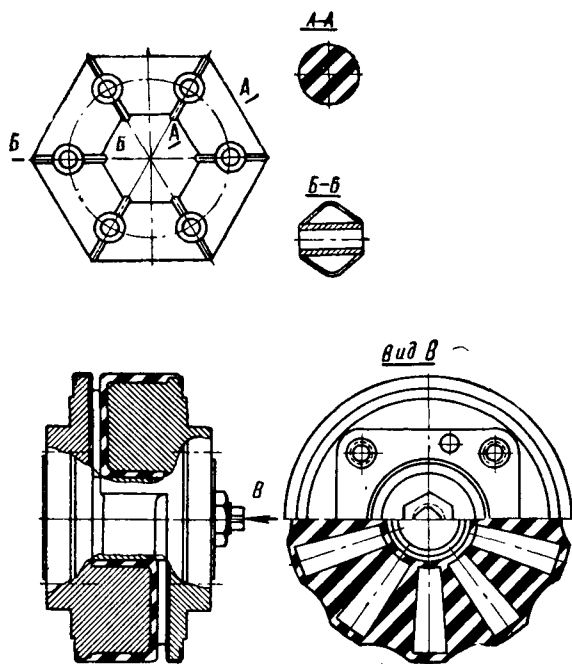


Рис. 1. Упругие резиновые муфты, устанавливаемые на карданных валах.

срок их службы, снижая пиковые динамические нагрузки при трогании автомобиля с места и при переключении передач, уменьшая крутильные колебания в трансмиссии и возмож-

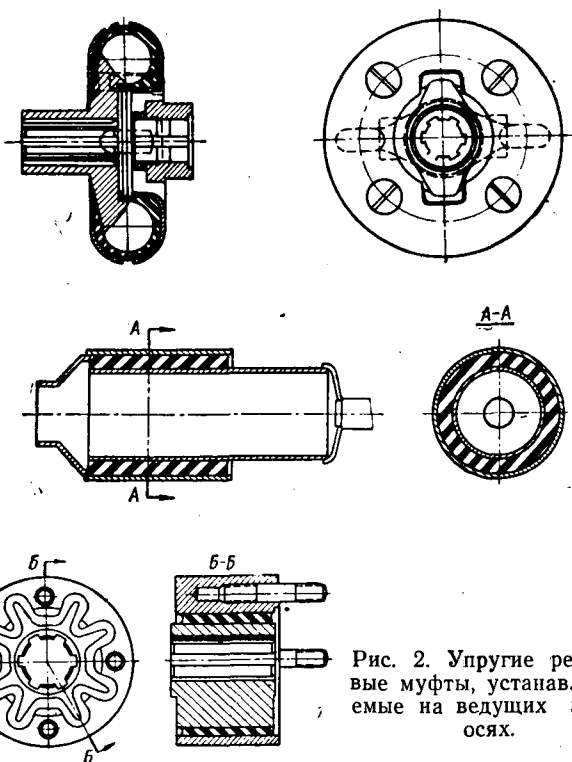


Рис. 2. Упругие резиновые муфты, устанавливаемые на ведущих полуосях.

ность возникновения в ней резонансных явлений в диапазоне рабочих режимов.

Конструкция упругой муфты «шестигранник» (рис. 3) наиболее распространена среди упругих муфт, применяемых в трансмиссии автомобиля.

Она состоит из шести резиновых элементов круглого сечения, привулканизированных к металлической арматуре.

Арматура изготавливается из стали или алюминиевых сплавов и перед вулканизацией латунируется для получения надежного соединения резины с металлом.

Эта муфта чаще всего устанавливается на карданном валу или между коробкой передач и раздаточной коробкой. В этих случаях валы, соединяемые упругой резиновой муфтой, необходимо центрировать, так как они имеют высокие числа оборотов, особенно на прямой передаче (3000—5000 об/мин).

На рис. 4. изображены трансмиссии, в которых установлены упругие муфты «шестигранник».

Иногда эти муфты устанавливаются на ведущих качающихся полуосях при компоновке всей трансмиссии в едином блоке. Трансмиссия такой схемы часто применяется в зарубежных микролитражных автомобилях.

В этом случае не требуется центровки валов, соединяемых муфтой, так как число их оборотов незначительно (400—600 об/мин). Нагружение муфты, установленной в трансмиссии, возможно в общем случае четырьмя факторами: крутящим моментом M ; осевой силой Q при продольном перемещении соединяемых муфтой валов; боковой силой T при поперечном перемещении соединяемых муфтой валов; моментом M_z от углового перемещения соединяемых муфтой валов.

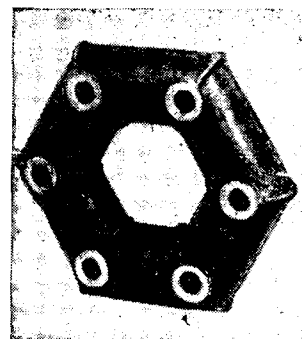


Рис. 3. Муфта «шестигранник».

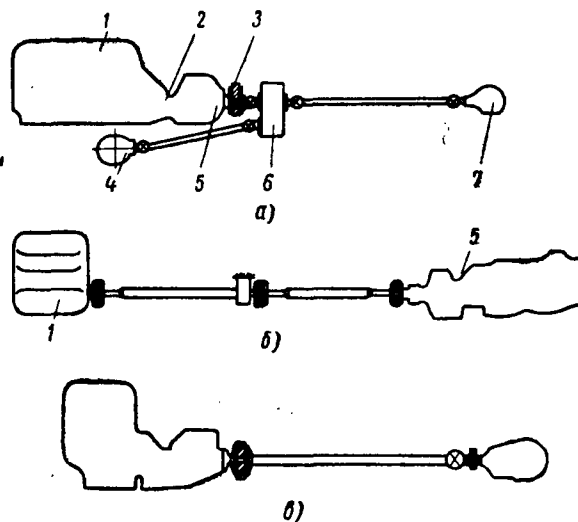


Рис. 4. Силовые передачи автомобилей № 1 (а), № 2 (б) и № 3 (в):

1 — двигатель; 2 — фрикционная муфта сцепления; 3 — упругая муфта; 4 — редуктор главной передачи переднего моста; 5 — коробка передач; 6 — раздаточная коробка; 7 — главная передача.

При проектировании трансмиссии автомобиля с упругими муфтами «шестигранник» стараются разгрузить муфту от значительных осевых, боковых и угловых перемещений, оставляя их в пределах неточности монтажа агрегатов. Основной нагрузкой на муфту является крутящий момент, по которому рассчитывается муфта и проводится проверочный расчет на прочность соединения резины с металлической арматурой.

Примером является схема трансмиссии автомобилей № 1 и 2 (рис. 4). В схеме трансмиссии автомобиля № 1 муфта расположена между коробкой передач и раздаточной коробкой на валу, который не имеет значительных угловых и осевых перемещений, а его боковое перемещение ограничено центровочным приспособлением (рис. 5).

Схема трансмиссии автомобиля № 2 обладает специфическими особенностями по отношению к другим схемам. Она состоит из двигателя и силового агрегата, соединенных между собой карданным валом с тремя упругими муфтами. Двигатель расположен в передней части автомобиля; а весь силовой агрегат, включающий муфту сцепления, коробку передач, главную передачу, — в картере заднего моста.

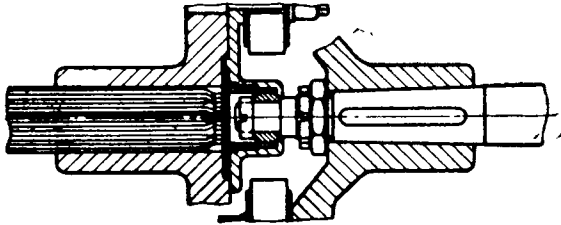


Рис. 5. Центровочное приспособление.

В этом случае муфты разгружены от осевых сил шлицевыми соединениями, от боковых сил — центровочными приспособлениями от моментов, вызванных угловыми перемещениями карданного вала, применением заднего разрезного моста с качающимися полуосями.

Расчет муфты на устойчивость производится по максимальному динамическому моменту, нагружающему муфту при трогании автомобиля с места на первой передаче резким включением сцепления. По опытным данным при этом режиме движения автомобиля в трансмиссии наблюдаются наибольшие пиковые динамические нагрузки, в 2—3 раза превышающие максимальный крутящий момент двигателя.

За расчетную схему муфты (рис. 6, а) принимается шарнирная стержневая ферма на трех неподвижных шарнирных опорах, нагруженная крутящим моментом, исходя из следующих допущений:

1. Соединение резиновых стержней друг с другом через арматуру для расчета можно считать шарнирным соединением, так как резина значительно податливее металла.

2. Точки крепления муфты к ведомому валу можно считать шарнирными опорами, так как при трогании с места динамический крутящий момент в начальный промежуток времени своего действия нагружает сначала муфту, как более податливый элемент, а затем уже и ведомый вал трансмиссии.

3. Предполагается, что нагружение муфты динамическим крутящим моментом вызывает малую деформацию резинового элемента порядка 15—25% от его длины. При этом условии считают, что резина подчиняется закону Гука, поэтому расчет резиновой муфты можно проводить по формулам, справедливым для расчета деталей из металла.

Расчетом реакций одного из симметричных узлов (рис. 6, б), а затем последовательным сложением их, определяются реакции R в опорах системы (рис. 6, а) по формуле

$$R = \sqrt{r_1^2 + r_2^2 - 2r_1r_2 \cos \gamma} = 1,1 P,$$

где r_1 и r_2 — соответственно реакции в опорах выделенного симметричного узла (рис. 6, б).

Суммарная реакция R в опоре перпендикулярна к оси арматуры (рис. 6, а), следовательно, это будет то усилие (проекция силы R на ось стержня незначительно отличается от силы R из-за небольшого угла), которое растягивает и сжимает смежные резиновые стержни. По этим суммарным реакциям определяется напряжение в стержнях системы, нагруженной динамическим моментом. Для этого достаточно рассмотреть один из симметричных узлов системы, представленный на рис. 6, б. Напряжение в стержнях узла системы (рис. 6, б) под действием нагрузки определяется формулой

$$\sigma = \frac{1,1 P}{F},$$

где $F=2f$ — суммарная площадь сечения резиновых стержней узла системы в см^2 ($f = \frac{\pi d^2}{4}$ — площадь сечения одного резинового стержня).

Для нормальной работы резиновых стержней под нагрузкой необходимо, чтобы напряжение σ было меньше критического напряжения устойчивости стержней $\sigma_{кр}$, т. е. напряжения, при котором, помимо деформации растяжения и сжатия стержня, наступает деформация продольного изгиба

$$\sigma = \frac{1,1 P}{F} = \frac{0,46 M_d}{d^2 D} \leq \sigma_{кр},$$

где $\sigma_{кр}$ — критическое напряжение устойчивости резиновых стержней узла системы под нагрузкой.

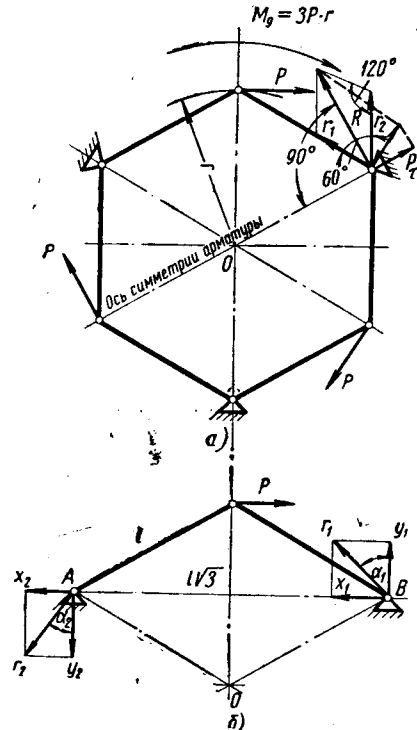


Рис. 6. Расчетная схема упругой муфты «шестигранник».

После преобразований получим значение динамического крутящего момента, соответствующее критическим напряжениям в резиновых стержнях системы (рис. 6, а)

$$M_d = \frac{\sigma_{кр} d^2 D}{0,46}. \quad (1)$$

Следовательно, формула (1) определяет величину динамического крутящего момента, который может передать упругая муфта, не потеряв своей устойчивости.

Критическое напряжение устойчивости резинового стержня под действием нагрузки $\sigma_{кр}$, зависящее от размеров резинового стержня и модуля упругости резины, определяется формулой Эйлера

$$\sigma_{кр} = \frac{\pi^2 E J}{l f}.$$

Подставляя

$$J = \frac{\pi d^4}{64}; \quad f = \frac{\pi d^2}{4}; \quad l = \frac{D}{2},$$

получим

$$\sigma_{кр} = 0,75 \pi^2 E \xi^2; \quad \sigma_{кр} = 2\sigma'_{кр},$$

где E — модуль упругости в кг/см^2 ;

ξ — коэффициент формы резинового стержня.

Для резины модуль упругости величина непостоянная, зависящая от сорта резины и особенно от ее твердости.

Ниже приведены средние значения модуля упругости E (в кг/см^2) для резины в зависимости от ее твердости¹.

Твердость по Шору	Модуль упругости
38—42	18,9—19,6
50—54	25,5—26,9
56—60	31,5—35,0
58—63	37,8—39,2
67—71	51,8—53,2
77—81	70,0—91,0

Модуль упругости E растяжения резины считается равным модулю упругости E сжатия резины при деформациях 80—100% от первоначальной длины резинового элемента.

Так как при сжатии и растяжении относительные размеры цилиндрических упругих элементов влияют на их абсолютную жесткость, а следовательно, и на величину внешней силы, вызывающей деформацию упругих элементов, то для выбора размеров резинового элемента в соответствии с нагрузкой на него и требуемой жесткостью пользуются эмпирическим коэффициентом формы ξ (отношение площади основания резинового элемента к его боковой поверхности).

Для упругого элемента муфты «шестигранник» коэффициент формы ξ определяется соотношением

$$\xi = \frac{d}{1,73 D}. \quad (2)$$

Выбранный коэффициент формы резинового стержня определяет его устойчивость под нагрузкой.

При конструировании муфт «шестигранник» принимают $\xi = 0,18 \div 0,2$.

Поверочный расчет на прочность соединения резины с металлом (рис. 6, а) производят по формуле

$$\sigma_{\text{сум}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2},$$

где $\sigma = \frac{R}{F_1}$ — напряжение отрыва резины;

$$\tau = \frac{R \cos 60^\circ \cos 30^\circ}{F_1} \text{ — напряжение сдвига.}$$

Преобразовав эту формулу, получим

$$\sigma_{\text{сум}} = \frac{0,52 M_d}{d^2 D} \leq 30 \div 40 \text{ кг/см}^2, \quad (3)$$

где M_d — момент, нагружающий муфту, определенный по формуле (1), в кгсм ;

d — диаметр резинового стержня в см ;

D — диаметр, на котором действует крутящий момент, в см .

Напряжение разрыва самого резинового стержня определять нецелесообразно, так как оно всегда в 3—4 раза выше напряжения отрыва резины от металла.

Жесткость муфты определяется соотношением

$$C_M = \frac{M}{\alpha},$$

где M — крутящий момент в кгсм ;

α — угол закрутки муфты в град.

Определим зависимость угла закрутки муфты от крутящего момента, нагружающего муфту, предполагая, что резина подчиняется закону Гука, т. е. работает в пределах малых деформаций 15—25% от длины стержня.

На рис. 7 изображена схема перемещения точки A под действием окружной силы P .

Треугольник $AA'C$ при бесконечно малом перемещении точки A можно считать прямоугольным.

Из $\Delta AA'C$ интегрированием находим угол α

$$\alpha = 2 \left(\arcsin \frac{1 + \epsilon_p}{2} - \arcsin \frac{1}{2} \right) =$$

$$= 2 \arcsin (0,5 + 0,5 \epsilon_p) - 60^\circ$$

(ϵ_p — относительная деформация растяжения резинового стержня DA).

Изгиб стержня не учитывается, так как деформация происходит в пределах устойчивости стержня.

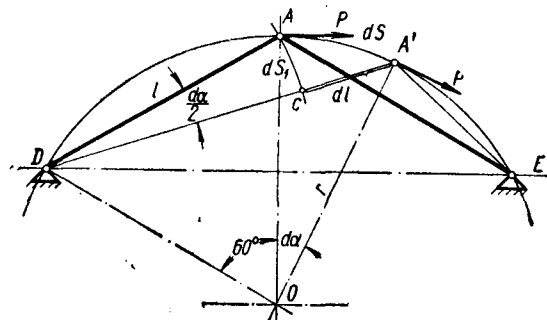


Рис. 7. Схема перемещения точки A под действием окружной силы P .

Относительная деформация растяжения или сжатия резинового стержня равна

$$\epsilon_p = \frac{P}{3,43 E F \xi},$$

где P — сила, действующая на стержень, в кг .

Подставляя в эту формулу значения $P=R$ и преобразовывая ее, получим

$$\epsilon_p = \frac{0,84 M}{E \pi d^2 D \xi K} = \frac{0,24 M}{E \pi d^2 D \xi},$$

где M — момент, действующий на муфту, в кгсм ;

$K=3,5$ — поправочный коэффициент, учитывающий погрешность в длине резинового стержня, так как за среднее значение длины стержня принимались величины $\frac{D}{2}$ и нелинейность резины при деформации.

Подставляя значение ϵ_p в формулу для угла закрутки, получим окончательную формулу зависимости угла закрутки муфты от действующего момента

$$\alpha = 2 \arcsin \left(0,5 + \frac{0,12 M}{E \pi d^2 D \xi} \right) - 60^\circ. \quad (4)$$

По этой формуле угол закрутки муфты α определяется с погрешностью до 8—15%, причем точность подсчета зависит

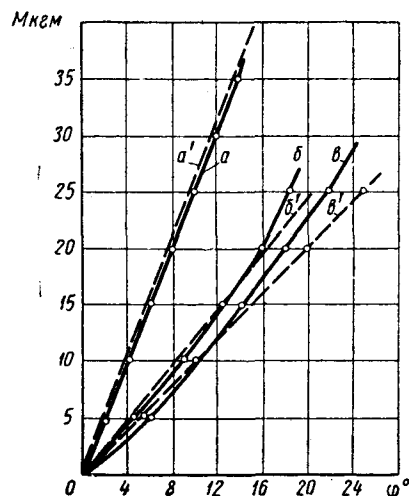


Рис. 8. Характеристика упругости муфт «шестигранник».

главным образом от того, насколько точно определена твердость данного сорта резины и принят при расчете модуль упругости E .

На рис. 8 приведены экспериментальные кривые зависимости крутящего момента от угла закрутки и графическая интерпретация уравнения (4) (кривые a' , b' , v') для упругих муфт типа «шестигранник» автомобилей «Москвич-410» (а), УАЗ-450А (б) и Лянча-Аурелиа (в).

¹ С. К. Жеребков. Крепление резины к металлам. Госхимиздат. 1956.

Методика исследования работы газораспределительного механизма двигателя

В. Н. ЛИСИЦЫН, Е. И. БУРДАСОВ

Ярославский моторный завод

ПРИ доводке нового четырехтактного двигателя на Ярославском моторном заводе были обнаружены дефекты газораспределительного механизма (касание выпускных клапанов с поршнями при наличии гарантированного зазора между ними, и усиленный износ седел), которые потребовали изучения кинематики клапанного механизма, в частности, выяснения, соответствуют ли действительные путь и скорость посадки клапана, заданным кулачком.

Исследования клапанных газораспределительных механизмов на специальных установках¹ не могут полностью имитировать условия работы механизма в двигателе. При доводке опытных двигателей особенно трудно применять установку, так как необходимая в этом случае универсальность стенда вызывает еще большее отличие экспериментальных условий от действительных. Применение универсального стенда влияет на жесткость привода, являющуюся важным параметром для верхнеклапанного механизма с нижним расположением распределительного вала. Кроме того, в стендовых условиях невозможно учитывать газовые нагрузки.

Во избежание погрешностей при моделировании экспериментальным цехом завода сконструирована и изготовлена измерительная аппаратура, позволяющая изучить работу клапанного механизма непосредственно на работающем двигателе электрическим методом измерения. Для записи пути клапана применен электростатический метод измерения.

Известно, что если между обкладками конденсатора ввести заземленный экран, то в зависимости от положения этого экрана меняется неперекрываемая площадь электродов и, следовательно, проходящая емкость конденсатора. Напряжение, подаваемое на приемник,

$$U_2 = \frac{U_1}{\frac{x_{C_x}}{x_{C_2}} + 1}$$

где x_{C_x} — реактивное сопротивление датчика;

x_{C_2} — суммарное реактивное сопротивление монтажных емкостей и кабеля на участке датчик—приемник;

U_1 — напряжение перед конденсатором.

Так как

$$x_C = \frac{1}{\omega C},$$

то

$$U_2 = \frac{U_1}{\frac{\omega C_2}{\omega C_x} + 1} = U_1 \cdot \frac{C_x}{C_x + C_2},$$

где C — емкость конденсатора;
 ω — круговая частота.

Емкость C_x значительно меньше емкости C_2 , поэтому

$$U_2 \approx U_1 \frac{C_x}{C_2} = KC_x,$$

т. е. напряжение на приемнике прямо пропорционально емкости конденсатора, зависящей от положения экрана.

Аппаратура для записи пути клапана работает следующим образом.

Переменный ток высокой частоты (100 кГц), возбуждаемый генератором, проходя через датчик, меняет свою амплитуду при перемещении экрана, связанного с клапаном. Модулированный по амплитуде ток усиливается усилителем высокой частоты, детектируется, усиливается усилителем низкой частоты

(3 кГц) и подается на шлейф осциллографа МПО-2 для фотозаписи.

На рис. 1 показан электростатический датчик со снятым кожухом. Как видно из рисунка, обкладка 1 конденсатора помещена между экранами 2, значительно снижающими паразитную емкость.

Подвижной экран датчика от поворота фиксируется сухариком 3 с припаянной шпонкой, входящей в пазы на стержне

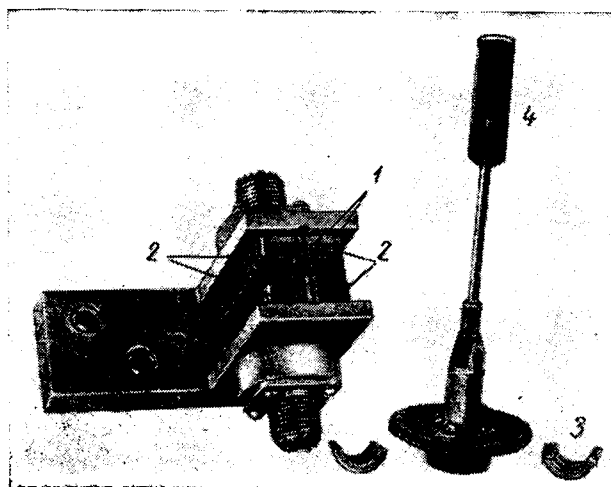


Рис. 1. Электростатический датчик перемещений.

клапана и в тарелке. Арка тарелки, связанная с неподвижным экраном 4, движется в направляющей.

Принципиальная схема установки для записи перемещений клапана приведена на рис. 2.

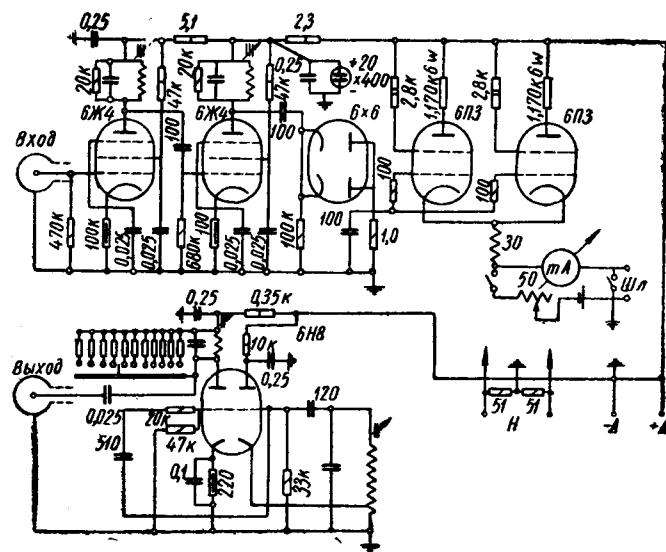


Рис. 2. Принципиальная схема установки для электростатического датчика перемещений.

Как видно из рис. 3 (кривая а), зависимость выходного тока от перемещения экрана имеет прямолинейный характер в довольно широком диапазоне.

¹ Ю. А. Котляж, «Автомобильная промышленность» № 4, 1958.

Краткая техническая характеристика датчика и электронного блока следующая:

Рабочий диапазон перемещений экрана в мм	20
Чувствительность усилителя с датчиком перемещения в мВ/мм	До 3
Крутизна амплитудной характеристики усилителя в мВ/мм	36
Полоса пропускания в кГц	3

Скорость клапана записывается электродинамическим датчиком (рис. 4), у которого электродвижущая сила катушки, перемещающейся в магнитном поле с постоянной индукцией, прямо пропорциональна скорости перемещения.

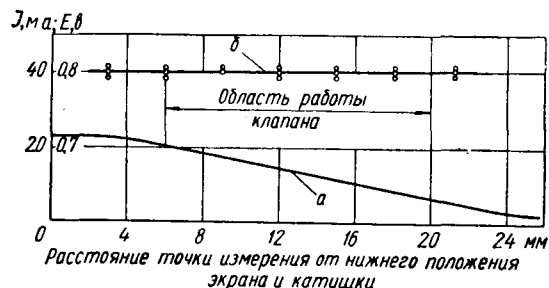


Рис. 3. Проверка линейности датчиков:
а — электростатического; б — электродинамического.

Линейность датчика (рис. 3, кривая б) проверяется на специальном стенде. Э.д.с. измеряется катодным вольтметром АЧ-М2 три раза в каждой точке рабочего диапазона. При этом используется электродвигатель с эксцентриком на валу (эксцентриситет 2 мм, $n=6000$ об/мин).

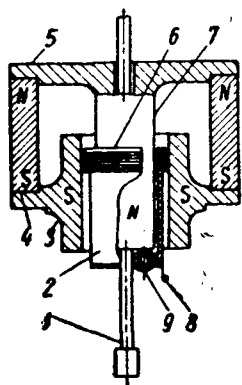


Рис. 4. Принципиальная схема электродинамического датчика:

1 — стержень; 2 — каркас катушки; 3 — ярмо; 4 — кольцевой постоянный магнит; 5 — дисковый магнитопровод; 6 — катушка; 7 — сердечник; 8 — выводы; 9 — крепление каркаса.

В процессе испытаний датчик работает без усилителя, так как в катушке датчика возбуждается э.д.с., достаточная для питания шлейфа типа IV.

Для определения напряжений в различных деталях клапанного механизма применяются тензодатчики из константановой проволоки с базой 10 и 20 мм. Их провода на клапане и коромысле выводятся через гибкие стальные оболочки, концы которых заделаны на тарелке пружин и коромысле.

Уточнение оборотов двигателя и привязку диаграмм производит индукционный отметчик в.м.т.

Методика исследования заключается в следующем. С помощью индикатора часового типа снимается статическая диаграмма подъема клапана и сравнивается в расчетной. Некоторое смещение статической диаграммы вниз по отношению к расчетной объясняется податливостью привода клапана, сжимающегося под действием усилия клапанных пружин, и на-

блюдается в большей степени при максимальном открытии клапана.

Затем на эти диаграммы накладываются осциллограммы пути клапана, полученные при различных оборотах двигателя (рис. 5), которые увеличиваются и перестраиваются в едином масштабе для сравнения. Источниками погрешностей и искажений диаграмм могут служить следующие факторы: увеличение массы клапанного механизма вследствие введения в него подвижных масс датчиков, приспособлений для их крепления и проводов; нелинейность датчиков; искажения, вносимые усилителями; искажения, вносимые осциллографом; погрешности фотоувеличения; погрешности перестройки диаграмм.

Зная приведенные массы клапанных механизмов с датчиками и без них, можно рассчитать снижение оборотов двигателя, эквивалентное увеличению приведенной массы для получения одинаковых сил инерции. Так как последние прямо пропорциональны массе и скорости в квадрате, то условие равенства сил инерции можно записать в виде

$$M_k n^2 = M_{k_1} n_1^2,$$

где M_k и n — соответственно приведенная к клапану масса механизма без датчиков и обороты двигателя;

M_{k_1} и n_1 — то же для механизма с датчиками.

Из уравнения имеем

$$n = n_1 \sqrt{\frac{M_{k_1}}{M_k}} = K n_1.$$

Таким образом, осциллограммы характеризуют работу механизма без датчиков, но при оборотах в K раз больше зарегистрированных.

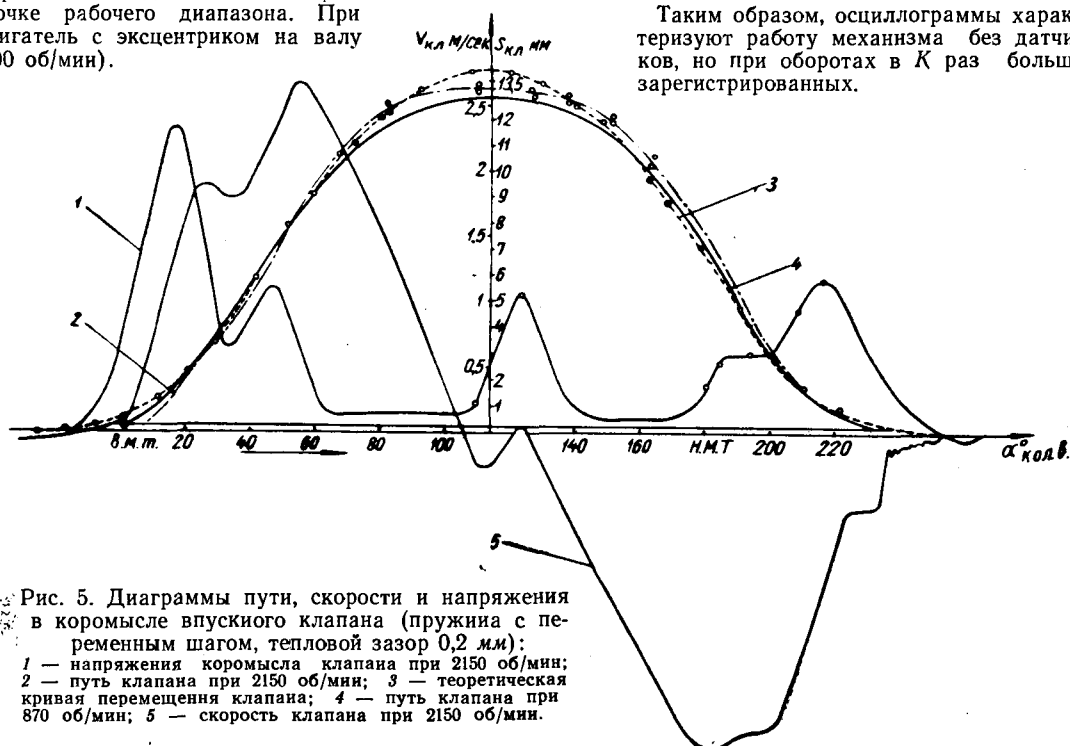


Рис. 5. Диаграммы пути, скорости и напряжения в коромысле впускного клапана (пружина с переменным шагом, тепловой зазор 0,2 мм):
1 — напряжения коромысла клапана при 2150 об/мин;
2 — путь клапана при 2150 об/мин; 3 — теоретическая кривая перемещения клапана; 4 — путь клапана при 870 об/мин; 5 — скорость клапана при 2150 об/мин.

Линейность датчиков с усилителями характеризуют графики на рис. 3.

Погрешности осциллографа следующие:

а) гашение колебаний вибраторов вызывает отставание диаграмм по времени с повышением числа оборотов и сглаживает колебания, что уменьшает истинную величину измеряемого параметра;

б) разрегулированная оптическая система осциллографа, например размещение лучей не на одной вертикали, вносит фазовый сдвиг между параметрами, изменяющимися одновременно;

в) при перемещении луча от середины пленки к перфорации толщина линии изменяется. Однако расчеты показали, что это изменение, не превышающее 0,1%, ничтожно мало.

Большой по величине является погрешность, вносимая фотоувеличением.

Связь между диаметром луча в центре отпечатка A и на периферии его C выражается уравнением

$$C = \frac{A}{\sqrt{1 - \frac{b^2}{F^2}}},$$

где $F=50$ мм — фокусное расстояние объектива;
 $b=12$ мм — смещение луча на пленке.

Подставляя в уравнение значения b и F , имеем $C=1,031 A$. Суммарное увеличение толщину луча на фотоотпечатке составит 3,2%.

При обработке осциллограмм на отпечатках размером 9×12 см толщина линии в центре не превышала 2 мм. Следовательно, увеличение толщины линии на периферии отпечатка составляет $0,032 \cdot 2 = 0,064$ мм. Такой погрешностью также можно пренебречь.

Погрешности перестройки диаграмм можно определить следующим образом. Обводка контура вносит ошибку $\pm 0,25$ мм; измерение ординаты линейкой с ценой деления 1 мм дает погрешность $\pm 0,5$ мм. Суммарная погрешность составит $\pm 0,75$ мм или при измерении максимального отклонения луча на фотоотпечатке 80 мм, т. е. примерно 2%. Отсюда следует, что искажения пути клапана нельзя объяснить неточностью обработки (рис. 5).

Масштаб перемещений клапана определяется из соотношения

$$M_s = \frac{H - \xi}{h} \text{ мм/мм},$$

где H — полный подъем клапана, измеренный индикатором при ручной прокрутке двигателя, в мм;

h — подъем клапана на фотоотпечатке осциллограммы при минимальных оборотах двигателя, в мм;

ξ — тепловой зазор в мм.

Для отсчета времени применяется вибратор с частотой колебаний 50 гц (0,002 сек). Масштаб времени

$$M_t = \frac{0,002 \cdot z}{L} \text{ сек/мм},$$

где z — число колебаний, укладывающихся на участке абсциссы L мм.

Масштаб скорости

$$M_v = \frac{H - \xi}{M_s \cdot F_v} \text{ м/сек} \cdot \text{мм},$$

где $H - \xi$ — действительный подъем клапана в мм;

F_v — площадь на осциллограмме, заключенная между кривой скорости и осью абсцисс, в мм².

Масштаб напряжений определяется при тарировке датчиков статическим нагружением детали или на специальном стенде с балкой равного сопротивления, а жесткость привода и его деталей — непосредственно на двигателе методом статического нагружения привода и измерения деформаций по схеме, принятой в НАМИ (рис. 6):

общая жесткость привода

$$K_0 = \frac{Q}{\Delta_1} \text{ кг/мм};$$

суммарная жесткость штанги и кулачкового валика

$$K'_{шт} = \frac{Q \frac{c}{d}}{\Delta_3} \text{ кг/мм};$$

суммарная жесткость оси коромысла и деталей крепления оси

$$K_{оси} = \frac{Q \left(1 + \frac{c}{d}\right)}{\Delta_2} \text{ кг/мм};$$

жесткость коромысла

$$K_{кор} = \frac{Q}{\Delta_1 - \Delta_2 \left(1 + \frac{c}{d}\right) - \Delta_3 \frac{c}{d}} \text{ кг/мм},$$

где Δ_1 , Δ_2 и Δ_3 — показания индикаторов в мм;

Q — нагрузка в кг;
 c и d — большее и меньшее плечи коромысла.

Правильность подсчета контролируется равенством

$$\frac{1}{K_0} = \frac{1}{K_{кор}} + \frac{(i+1)^2}{K_{оси}} + \frac{i^2}{K'_{шт}},$$

где i — передаточное отношение коромысла.

Жесткость привода можно также определить путем обработки осциллограммы нагружения коромысла или осциллограммы собственных колебаний, полученной при возбуждении привода ударом. Жесткость

$$K_0 = 4\pi^2 P_0^2 M,$$

где P_0 — частота свободных колебаний привода;

M — приведенная к клапану масса механизма в гсм/сек².

На рис. 7 приведена осциллограмма, полученная при испытаниях одного из опытных двигателей. На ней нанесены отметка в м. т., напряжения в стержне клапана $\sigma_{кл}$, скорость

Рис. 6. Схема измерения жесткости привода.

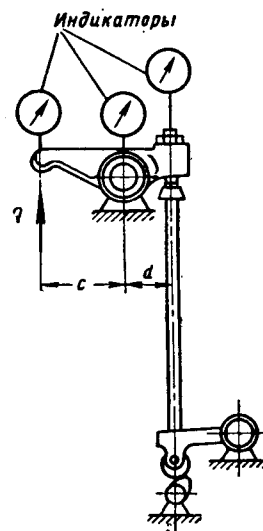


Рис. 7. Осциллограмма подъемов, скоростей клапана и напряжений в стержне клапана и в коромысле.

клапана V , подъем клапана H , напряжение в коромысле $\sigma_{кор}$ и отметка времени τ .

Установка тензодатчика на стержень клапана позволяет записать колебания пружины, когда клапан закрыт.

Испытания газораспределительных механизмов опытных двигателей показали, что жесткость привода клапанов порядка 300—400 г/мм (приведенная к клапану масса механизма $M = 0,6$ гсм/сек²) является недостаточной при использовании кулачков, имеющих профиль с разрывными ускорениями. В таких механизмах уже при номинальных оборотах двигателя (2100 об/мин) возникают вибрации со значительной амплитудой (0,5—0,6 мм), приводящие к касанию клапана с поршнем, отрыву клапана от профиля при движении его через вершину кулачка, высокой посадочной скорости (свыше 1 м/сек) и подскоку клапана после посадки. Кроме того, малая жесткость привода значительно искажает фазы газораспределения, сокращая продолжительность открытия клапана на 20—25° по углу поворота коленчатого вала. Вибрации механизма сопровождаются увеличением ускорений клапана в 2—2,5 раза, что повышает напряжения в деталях газораспределительного механизма и вызывает их усиленный износ.

Пневматическое приспособление для фрезерования трех плоскостей корпуса масляного насоса

Л. Г. ГОРЮНОВ

Московский автозавод имени И. А. Лихачева

На Московском автозаводе имени И. А. Лихачева операции фрезерования трех плоскостей корпуса масляного насоса осуществляются одновременно на модернизированном двухстороннем фрезерном станке с установленной дополнительно третьей фрезерной головкой (рис. 1).

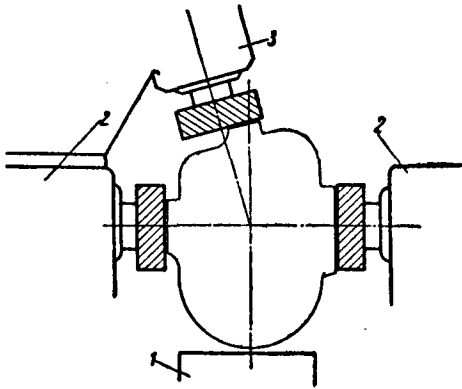


Рис. 1. Установка дополнительной фрезерной головки:
1 — стол станка; 2 — фрезерные головки; 3 — дополнительная фрезерная головка.

Обрабатываемая деталь с помощью пневматического приспособления, изображенного на рис. 2, устанавливается на

жесткий центр, предварительно регулируемая опору 1 и плавающую призму 2, величина вылета которой из корпуса приспособления ограничена гайками 3. Поворотом рукоятки пневматического крана 4 сжатый воздух подводится в рабочую полость цилиндра Π_1 . Поршень 5, перемещая влево пинноль 6, подводит закрепленный в ней центр к детали и фиксирует ее в центрах, преодолевая сопротивление пружины 7, которая призмой 2 устанавливает обрабатываемую деталь в нужном угловом положении.

После прекращения движения поршня 5 влево давление воздуха в цилиндре Π_1 возрастает и открывает клапан, пропускающий сжатый воздух в цилиндр Π_2 . Поршень 8 поднимает вверх шток 9, конец которого выполнен в форме клина. Клин, воздействуя на ролик, ось 10 которого закреплена в пинноли 6, производит окончательный зажим обрабатываемой детали. После увеличения давления в цилиндре Π_2 срабатывает второй клапан, и сжатый воздух поступает в цилиндр Π_3 .

Поршень 11, перемещая вправо шток 12, при помощи клина 13 зажимает плавающую призму 2 и создает необходимую жесткость зажима. Как только фрезерование будет закончено, давление одновременно в рабочих полостях цилиндров Π_1 , Π_2 и Π_3 сбрасывается поворотом рукоятки пневматического крана. Поршень 11 со штоком 12 возвращаются влево в исходное положение и благодаря выступам на концах штока 12 и клина 13 с ударом отводят клин 13, освобождавая призму 2.

Поршень 8 перемещает вниз шток 9, а также дает возможность поршню 5 отвести вправо в исходное положение пинноль 6 и освободить обработанную деталь.

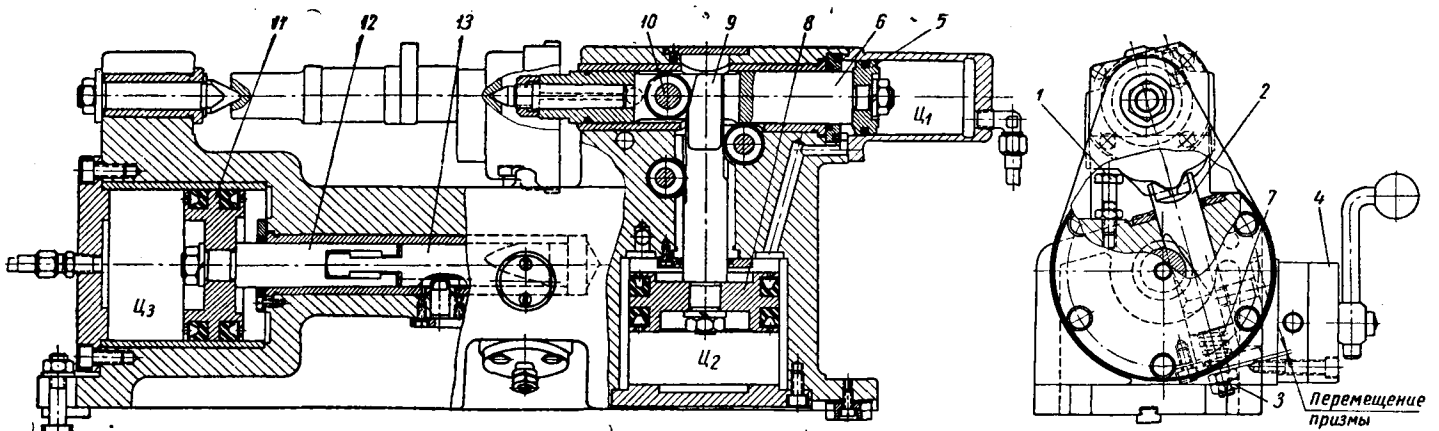


Рис. 2. Пневматическое приспособление.

Выбор контролируемых атмосфер для защиты от обезуглероживания при отжиге перлитного ковкого чугуна

В. Н. АМОСОВ, Д. М. ПОМЕРАНЦ, Я. П. ГОНЧАРОВ

Ярославский моторный завод

В НАСТОЯЩЕЕ время на Ярославском моторном заводе отжиг отливок поршней из ковкого чугуна производится в проходных толкательных печах. В целях защиты поверхности деталей от обезуглероживания отливки загружаются в специальные банки из жароупорной стали и засыпаются смесью песка с карбюризатором. Применение такого способа защиты отливок от окисления и обезуглероживания увеличивает время прогрева отливок и тем самым удлиняет цикл отжига до 36—40 час., а также приводит к дополнительному расходу материалов (жароупорная сталь, древесный уголь), к дополнительным затратам рабочей силы при загрузке и выгрузке отливок, сокращает полезную загрузку печи.

Однако применение засыпки не предохраняет полностью поверхность отжигаемых отливок от обезуглероживания, что является одной из основных причин ухудшения обрабатываемости отливок поршня.

Для устранения указанных недостатков существующей технологии были проведены опыты по изысканию наиболее рационального способа создания защитной атмосферы в печах для отжига перлитного ковкого чугуна.

Проводившиеся ранее работы по созданию защитной атмосферы путем непосредственного ввода углеводородной жидкости в рабочее пространство печи не дали положительных результатов.

Поэтому на Ярославском моторном заводе совместно с НИИТАвтопромом проводилась работа по подбору состава контролируемых эндотермических атмосфер, получаемых в специальной газоприготовительной установке — эндотермическом генераторе, работающем на пропан-бутановой смеси.

Эндотермический газ, получаемый из метана в генераторе конструкции НИИТАвтопрома, представляет собой смесь, состоящую из ~ 20% CO, 40% H₂ и ~ 40% N₂.

В случае применения исходного газа пропана, соотношение CO : H₂ : N₂ изменяется.

Эксперимент проводился с генератором небольшой производительности (70 м³/час). Ввиду этого не представлялось возможным провести испытания в проходной толкательной печи для отжига поршней. В настоящей работе использовалась проходная муфельная печь, применяемая для газовой цементации с меньшим объемом рабочего пространства, чем отжигательная.

Практика показала, что работа генератора в режиме, обеспечивающем получение эндогаза с низкой точкой росы (менее —10°), опасна в отношении сажеобразования на катализаторе. В то же время углеродный потенциал эндогаза с более высокой точкой росы оказался недостаточным для ковкого чугуна. Поэтому для повышения углеродного потенциала защитной атмосферы одновременно с эндогазом в печь вводилась добавка «сырого» пропан-бутана. В период проведения экспериментов по отжигу ковкого чугуна генератор обеспечивал получение эндогаза стабильного состава, который приближался к расчетному: 0—0,7% CO₂, O₂ отсутствует; 21,3—23,5% CO; 32,0—35,5% H₂; 1,0—2,6% CH₄; 41,4—43,4% N₂; точка росы (—5°) ÷ (—10°). Эндогаз в смеси с добавкой 2—4% «сырого» бутан-пропана по выходе из печи имел следующий состав: 0—0,3% CO₂; 0,1—0,5% O₂; 20,4—24,3% CO; 29,2—33,3% H₂; 1,0—4,2% CH₄; 41,0—46,3% N₂.

Защитная атмосфера указанного состава обладает высоким углеродным потенциалом — 1,1—1,2%. В этой атмосфере образцы из стали 20 после выдержки в течение 48 час. имел цементованный слой глубиной 3,6 мм, причем с поверхности содержание углерода достигало 1,1—1,2%.

Микроструктура образцов, отжигавшихся при температуре 950° в течение 48 час., следующая:

Сталь 20 — заэвтектоидная зона (сетка цементита по границам зерен перлита) на глубину 1,0 мм; эвтектоидная зона (перлит) на глубину 1,4 мм; переходная зона (перлит+феррит) 1,2 мм. Общая глубина науглероженного слоя 3,6 мм.

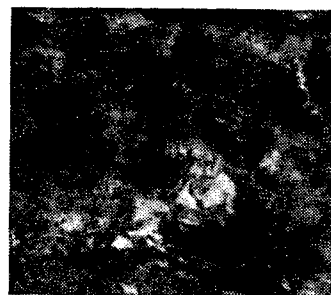
Сталь У8 — по всему сечению образцов — пластинчатый и сорбитообразный перлит; на расстоянии 0,2 мм от поверхности — крупная сетка цементита, проходящая на глубину 1,2 мм; далее — тонкая разорванная сетка цементита на глубину 0,8 мм. Общая глубина науглероживания 2,0 мм.

Белый чугун (осколки поршня) — основная масса — сорбитообразный и пластинчатый перлит с залегающими в нем гнездами углерода отжига. Обезуглероживания и обеднения («сталистой корки») не наблюдается. В некоторых образцах встречаются отдельные зерна неразложившегося цементита.

Из-за недостаточной температуры в первой зоне печи и более низкой температуры процесса (950° вместо 970°) после отжига в течение 48 час. первая стадия графитизации не была завершена и время отжига было увеличено до 56 час.

Остальные параметры процесса — точка росы эндогаза, температура подаваемого эндогаза и «сырого» пропан-бутана — были оставлены без изменений. По этому режиму проведен отжиг партия поршней в количестве 180 шт.

Исследованием микроструктуры отожженных поршней не установлено каких-либо следов обезуглероживания с поверхности отливок (см. рисунок).



Поршни, отожженные в защитной атмосфере, были подвергнуты отпуску согласно принятому режиму (680±10° в течение 15 час.). Все поршни твердостью HB 179—229 прошли механическую обработку.

Затруднений на всех операциях не возникало, поршни имели хорошую обрабатываемость.

Выводы

1. Атмосфера, полученная путем введения в рабочее пространство проходной муфельной цементационной печи 23—25 м³/час эндотермического газа с точкой росы (—5°) — (—10°) в смеси с исходным пропан-бутаном в количестве 0,8 м³/час, имеет необходимый углеродный потенциал для предотвращения обезуглероживания отливок поршней из перлитного ковкого чугуна во время их отжига.

2. Отжиг ковкого чугуна в защитной атмосфере обеспечивает удовлетворительную обрабатываемость отливок поршней.

3. На основании положительных результатов настоящей работы намечено проведение массового производственного эксперимента по опробованию защитной атмосферы указанного состава в производственных печах для отжига поршней.

Автоматическая многоточечная сварка при сборке кузовных узлов на заводах Англии

С. А. НИКИТИН

Гипроавтопром

АВТОМОБИЛЬНАЯ промышленность Англии насчитывает несколько специализированных пресово-кузнечных заводов по производству кузовов для легковых автомобилей разных фирм и моделей, в том числе микролитражных, малолитражных, среднего и большого литража.

Наиболее крупными из кузовных заводов являются Пресс Стил К°, Бритиш Лондон Стил Пресс и Фишер энд Ладлоу Элбион, каждый из которых выпускает кузова нескольких типоразмеров и поставляет их на сборочные автомобильные заводы в предварительно или окончательно окрашенном виде.



Рис. 1. Конвейер сварки кузовов автомобиля Остин-7 на заводе Фишер энд Ладлоу.

В сумме трудовых затрат на изготовление кузова легкового автомобиля более половины трудоемкости занимает сборка-сварка. Поэтому при массовом производстве кузовов механизация и автоматизация процессов сварки и применение для этих целей специальных сварочных машин имеет решающее значение.

Ниже приведено несколько примеров применения автоматизации сварки на указанных заводах.

На кузовном заводе фирмы Фишер энд Ладлоу Элбион¹ изготавливаются кузова для микролитражных автомобилей Моррис Миникар и Остин-7 в количестве 50 шт. в час (рис. 1).

Автомобиль Остин-7 с двухдверным цельнометаллическим кузовом несущей конструкции весит 575 кг и снабжен четырехцилиндровым двигателем с рабочим объемом 848 см³.

При указании объема производства ритм выпуска сваренных кузовов составляет 1,25 мин., а продолжительность отдельных сварочных операций не превышает 1,2 мин. при выполнении их на специальном высокопроизводительном сварочном оборудовании.

Капот, боковые панели, задняя панель и крыша кузова соединяются роликовой сваркой, обеспечивающей прочные водонепроницаемые наружные швы. Во всех случаях, где не нужны водонепроницаемые швы, применяется точечная сварка при величине шага между точками 38—54 мм.

На заводе используются 23 автоматических сварочных машины и 155 сварочных пистолетов с пневмоприводом.

¹ Все материалы по заводу Фишер энд Ладлоу Элбион представлены редакции руководителем пресс-бюро технической информации и промышленной выставки мистером Адрианом Залличманом.

На этом и других кузовных заводах в системе энергоснабжения сварочных участков и линий магистральные кабели трехфазного тока расположены наверху, на высоте до 4 м от пола в виде сетки. Благодаря этому сварочные машины могут подключаться к питающему кабелю в любой точке.

Главный контактный прерыватель рассчитан на максимальную нагрузку 1500 а при напряжении тока 400 в.

Дополнительно к главному имеются и вспомогательные прерыватели, ограничивающие максимально допустимую электрическую нагрузку на сварочных участках или линиях до 1000 а.

Автоматические точечные сварочные машины применяют в тех случаях, когда необходима высокая точность сборки или когда сварка производится одновременно на нескольких участках собираемого узла в быстрой последовательности, без перестановки деталей или самого узла.

На рис. 2 показан узел, состоящий из задних иш колес и панели заднего сиденья, свариваемый на автоматической сварочной машине фирмы Электро-Мекаи Хит. Детали узла точно фиксируются в кондукторе, прочно зажимаются, после чего производится сварка в восьми точках с каждой стороны.

Сварочная машина (рис. 3) снабжена четырьмя сварочными трансформаторами до 75 ква каждый, соединенными системой энергоснабжения с электронным устройством для автоматического включения сначала одной, а затем второй пары трансформаторов. Пятиступенчатый синхронизатор обеспечивает требуемую последовательность переключения трех игнитронных контакторов, смонтированных внутри шкафа, регулирует время сварки и зажима узла, а также осуществляет блокировку работы всех узлов машины.

Сварочная тележка-кондуктор этой машины имеет пневматический зажим свариваемых деталей. После установки деталей она проталкивается вручную вперед в позицию сварки, фиксируется и закрепляется в этом положении с помощью пневматики. Сварка происходит автоматически.

Другим примером автоматизации узловой сварки на машинах той же фирмы является соединение показанных на рис. 4 четырех петель и двух уголков с поперечной пола желобчатого сечения, которая несет передние сиденья.

Сварочная шестипозиционная машина, используемая для этой операции, имеет тележку-кондуктор с ручным приводом.

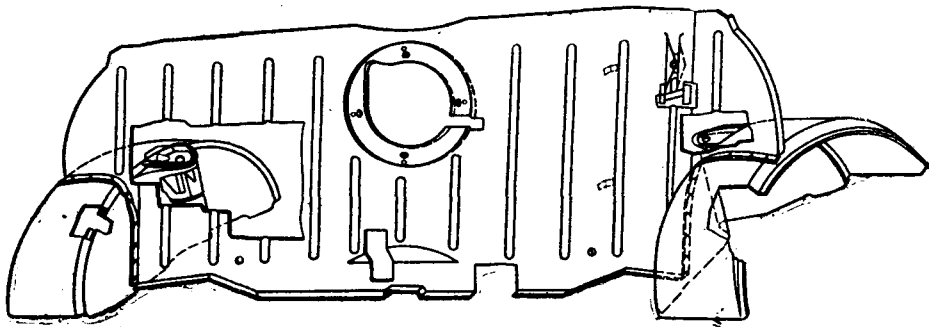


Рис. 2. Узел задних иш колес и панели заднего сиденья автомобиля Остин-7.

После установки и закрепления деталей тележка вручную перемещается в исходное положение, а затем с помощью пневматики автоматически проходит через шесть позиций сварки.

Отличительной особенностью этой сварочной машины (рис. 5) является наличие нижних качающихся электродных блоков по одному с каждой стороны свариваемого узла, предназначенных для приварки уголков на концах поперечины пола. Электронный блок 1 закреплен на шарнирной плите 2, которая, в свою очередь, закреплена на оси 3. При повороте последней против часовой стрелки каждый блок заходит внутрь поперечины 4.

Вырезы в электродных блоках, через которые сверху пропускаются два сварочных пистолета 5, осуществляют сварку в горизонтальной плоскости. В вертикальной плоскости сварку

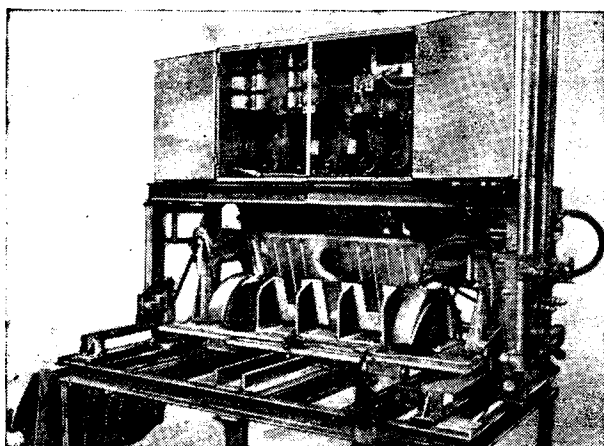


Рис. 3. Многоэлектродная машина фирмы Электро-Мекан Хит для сварки узла задних надколесных дуг.

осуществляют два других электрода 5, расположенные друг против друга по обеим сторонам поперечины.

Электрический ток для получения второй пары точек подается через поперечину с V-образным сечением, закрепленную на шарнирной плите электродного блока. Однако это при-

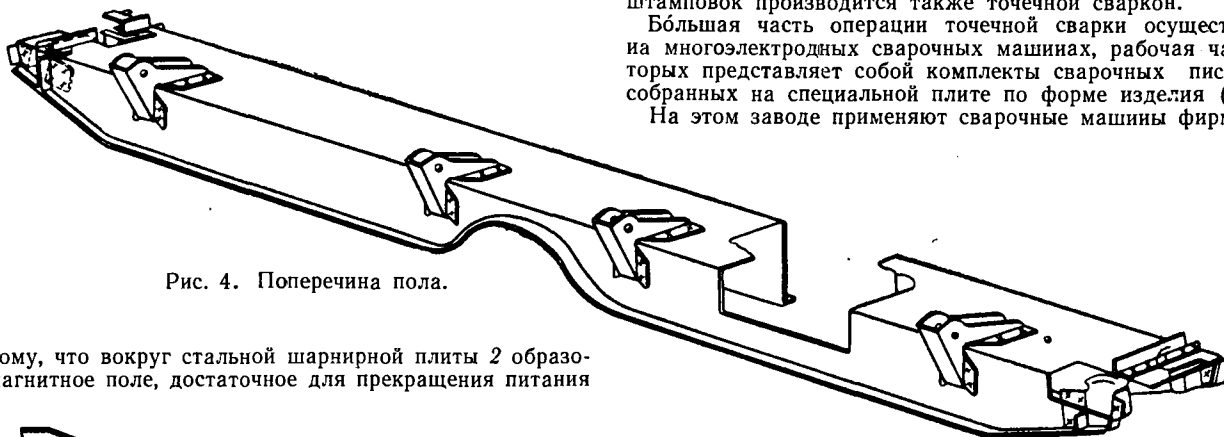


Рис. 4. Поперечина пола.

вели к тому, что вокруг стальной шарнирной плиты 2 образовалось магнитное поле, достаточное для прекращения питания

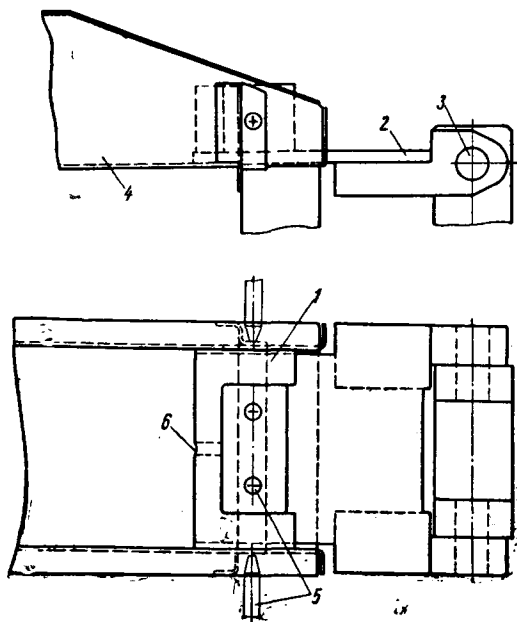


Рис. 5. Качающийся электродный блок много-точечной сварочной машины.

или снижения силы тока, подаваемого к обоим вертикальным сварочным пистолетам. Поэтому в электродных блоках 1 предусмотрены прорезы 6 шириной около 5 мм каждая, разделяющие эти блоки на две части и уничтожающие магнитное поле.

В рассматриваемом примере последовательно сваривают металл толстого сечения со сравнительно тонким листовым металлом.

Если при этом электроды опускаются со стороны детали, имеющей толстое сечение, то ее электросопротивление будет меньше, чем электросопротивление последующей детали с меньшей толщиной, находящейся на нормальном пути тока. Вследствие этого оба электрода могут оказаться зашунтированными и сварная точка не получится.

Для получения сварки высокого качества необходимо, чтобы более тонкая деталь находилась со стороны сварочного пистолета, как это указано на рис. 6. При этом площадь нагреваемого сечения в контакте между листами сводится к минимуму.

Для сварки поперечины переднего сиденья и панели спинки сиденья с панелью пола кузова применяют более крупные автоматические сварочные машины, в которых сварочная тележка-кондуктор перемещается автоматически при помощи пневматики с одной позиции сварки на другую.

Одновременно опускаются восемьдесят два сварочных пистолета, питаемых от двадцати двух трансформаторов по 75 кВА каждый.

Сварка производится последовательно с помощью специального синхронизатора, обеспечивающего поочередное групповое включение трансформаторов. Контрольный электронный прибор обеспечивает включение не более двух трансформаторов одновременно.

На кузовных заводах Пресс Стиль К⁰ соединение листовых штамповок производится также точечной сваркой.

Большая часть операции точечной сварки осуществляется на многоэлектродных сварочных машинах, рабочая часть которых представляет собой комплекты сварочных пистолетов, собранных на специальной плите по форме изделия (рис. 7).

На этом заводе применяют сварочные машины фирмы Бри-

тиш Федерал для таких узлов, как задние панели пола, двери, крышки багажника, передние и задние крылья, капот и др.

Наибольший интерес представляет сварка пола кузова. Этот узел сваривается из сорока штамповок и подузлов, на которые накладывается свыше тысячи точек.

На первых двух позициях линии собирается промежуточная секция, с каждой стороны которой привариваются части пола. На третьей позиции добавляются лонжероны, после чего собранный узел готов для приема задней секции пола.

Сборка этой секции производится на двух позициях, на которых привариваются ребра жесткости и кроштейны к главной задней части пола.

Перечисленные узлы, образующие задний пол, собираются на двух последних позициях многоэлектродными машинами.

На рис. 8 показан участок автоматизированной сварки заднего пола автомобильного кузова.

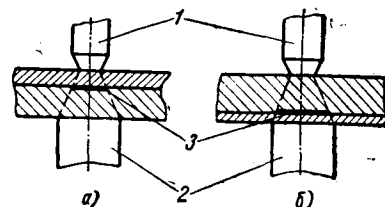


Рис. 6. Правильное (а) и неправильное (б) положения электродов при сварке деталей из металла разной толщины: 1 — верхние электроды; 2 — опоры; 3 — площадь контакта между деталями.

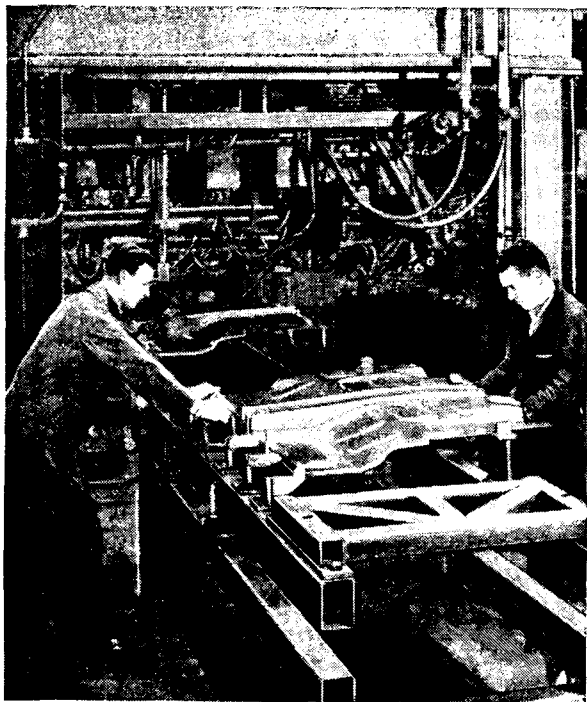


Рис. 7. Многоэлектродная многопозиционная машина для сварки панелей пола.

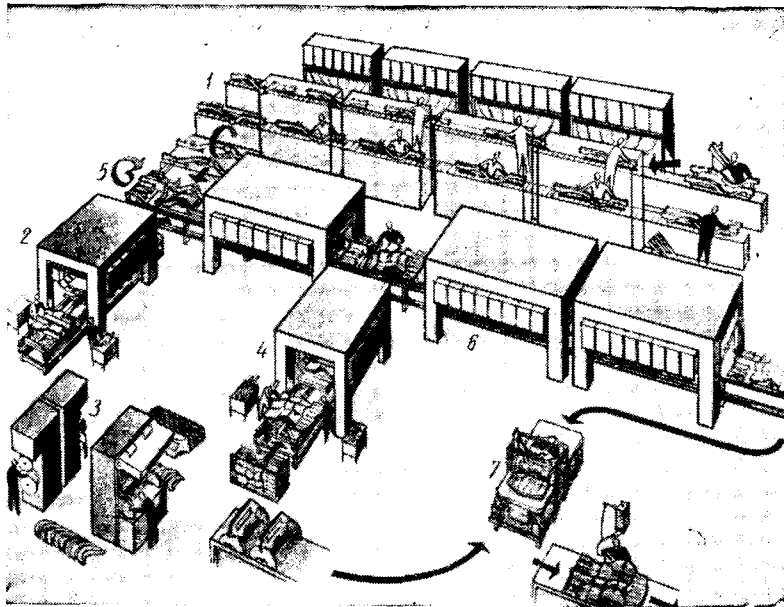


Рис. 8. Участок сварки заднего пола автомобильного кузова и схема движения деталей и узлов:

1 — линия лонжеронов; 2 — сварка промежуточной секции пола; 3 — сварка надколесных дуг и спинки заднего сиденья; 4 — сварка задней части пола; 5 — сварка промежуточной секции с лонжеронами; 6 — линия сварки секций заднего пола; 7 — позиция сварки заднего пола с надколесными дугами и спинкой сиденья.

Сборка-сварка дверей четырехдверного кузова производится на четырех одинаковых комплектах многоэлектродных сварочных машин, расположенных четырьмя параллельными линиями (рис. 9).

На каждой линии в указанной ниже последовательности производятся следующие операции.

На первой позиции многоэлектродный пресс приваривает желобок оконного стекла вокруг проема внутренней панели, а также ребро жесткости шарнира в нужном положении.

В следующей позиции на сварочной машине с верхним столом привариваются полосы для укрепления внутренней отделки кузова на нижней части оконного проема и заканчивается сварка желоба оконного стекла.

Затем на пластинчатом конвейере панель проходит последовательно позицию приварки ограничителя открывания окна, планки кронштейна и т. д.

После этого наружная и внутренняя панели двери загружаются на пластинчатый конвейер, где они свариваются с трех сторон.

На следующей позиции производится операция загибки фланцев наружной панели сначала на 45°, а затем до плотного загиба их на трех сторонах внутренней панели. На последней позиции осуществляется многоточечная сварка обеих панелей, узел снова устанавливается на конвейер, на котором дверь проходит участок рихтовки с окончательной отделкой.

Сборка передней панели пола, в силу ее конфигурации и размера, осуществляется в кондукторах — приспособлениях, установленных на напольном конвейере. Сварка производится ручными пистолетами с пневмоприводом, так как применение в данном случае многоточечных машин по указанным выше причинам затруднено.

На английском заводе Форд пол кузова малолитражного автомобиля «Новая Англия», выпускаемого в количестве

700 шт. в день, сваривается из ранее подсобранных трех частей на автоматической линии фирмы Бритиш Федерал, состоящей из пяти многоточечных сварочных машин.

Сварочная тележка-кондуктор автоматически перемещается по замкнутому вытянутому прямоугольному рельсовому заглубленному пути.

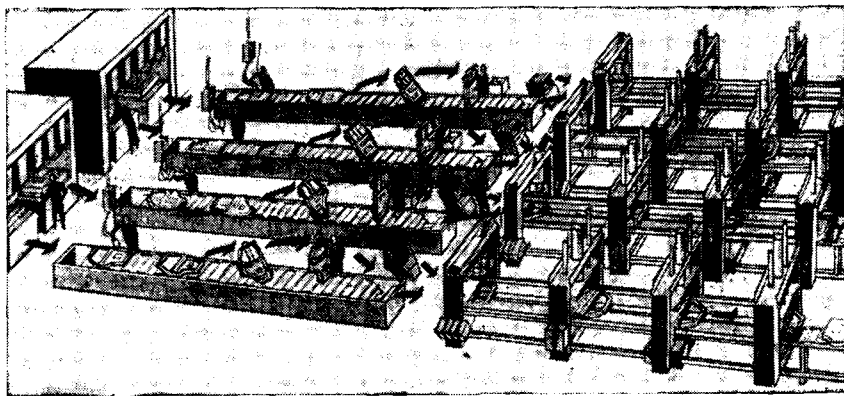


Рис. 9. Участок сборки-сварки дверей.

На одной стороне этого прямоугольника размещены сварочные машины, на противоположной — позиция загрузки свариваемых частей пола и две холостых позиции. Каждая сварочная машина последовательно делает по сто точечных швов. Сваренный пол кузова снимается тельфером на кран-балке и передается на рядом расположенный напольный конвейер сварки кузовов.

Режимы абразивной обдирки литья автомобильных деталей

Н. П. ЛЕБЕДИНСКИЙ

Горьковский автозавод

Для удаления заусениц, заливов и выступающих питателей с целью выравнивания базовых поверхностей для последующей механической обработки отливки чугунных деталей подвергаются в литейных цехах обработке абразивным инструментом. Режимы абразивной обработки превышают во много раз режимы, принятые при шлифовании в механических цехах. Мощность, расходуемая на шлифование, достигает 70 кВт. Повышенные нагрузки приводят к быстрому износу кругов и к их разрыву.

Около 25% всех абразивов, потребляемых Горьковским автозаводом, расходуются в литейных цехах.

Ввиду отсутствия данных по режимам абразивной обдирки литья на специальных полуавтоматах, применяемых на заводе, были проведены исследования и обобщение имеющегося опыта, на основе чего разработана методика расчета режима работы обдирочных полуавтоматов.

При обдирочных работах отсутствует подача на глубину из-за того, что круг, снимая сразу весь припуск, быстро вырабатывается, образуя заборную часть круга, обеспечивающую распределение припуска равномерно по всей рабочей части круга.

Основным параметром, определяющим режим работы обдирочных полуавтоматов, является допускаемая интенсивность Q шлифования на 1 мм рабочей ширины круга.

Увеличение интенсивности ограничивается стойкостью круга до полного износа. Одновременно должен быть обеспечен минимальный расход абразивов и высокопроизводительная работа.

В методике расчета существенное значение имеет определение приведенных значений ширины и глубины шлифования. В отличие от обычного шлифования, когда обрабатывается непрерывная поверхность, при обдирке литья места обработки рассредоточены в виде отдельных заусениц, заливов и питателей. Их нужно привести к эквивалентному бруску, длина l которого равна длине обрабатываемой поверхности, а приведенная ширина b_{np} и высота h_{np} определяются по формулам

$$b_{np} = \frac{\Sigma F}{l}; \quad (1)$$

$$h_{np} = \frac{\Sigma U}{\Sigma F}, \quad (2)$$

где ΣF — сумма площадей отдельных участков обработки;

ΣU — сумма объемов неровностей литья (припусков).

На Горьковском автозаводе абразивная обдирка литья на полуавтоматах производится по следующим основным методам (см. табл. 1).

Первый случай. Обдирка торцом круга на станке с вертикальным (примеры 1—4) или горизонтальным (примеры 5—8) расположением шпинделя. Деталь со столом подается на круг, при этом сама не вращается. Наиболее характерным примером этого вида обработки является обдирка верхней и нижней плоскостей блока цилиндров (примеры 1 и 2). Обе плоскости обрабатываются одновременно кругами, расположенными с верхней и нижней стороны блока. В третьей графе табл. 1 одинарными жирными линиями обведены подлежащие обдирке заусеницы, двойными — заливов и питатели, тонкими — контур детали. Там же показаны размеры мест обработки: длина контура, ширина и высота.

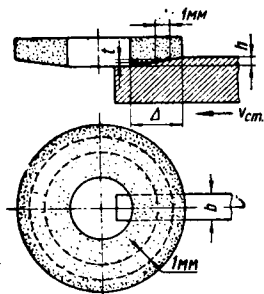


Рис. 1. Схема расположения шлифовального круга и детали при обдирке плоскостей.

На рис. 1 изображено взаимное расположение круга и эквивалентного бруска $l \times b_{np} \times h_{np}$ (длина l на рис. 1 не обозначена). Как было указано выше, из-за быстрой выработки на рабочей поверхности круга образуется заборная часть. Выделим на заборной части участок шириной 1 мм, и

рассмотрим условия его нагружения. Количество металла, подводимого к участку в единицу времени (интенсивность Q), пропорционально относительной глубине шлифования t (часть полной глубины, отнесенная к 1 мм длины заборной части), приведенной ширине b_{np} и скорости подвода $v_{ст}$ (скорость вращения стола), т. е.

$$Q = 1000 t b_{np} v_{ст} \text{ мм}^3/\text{мин мм}. \quad (3)$$

Относительная глубина шлифования t зависит от высоты h заборной части и ее длины Δ .

Обследованием формы изношенных кругов установлено, что высота заборной части может быть принята равной приведенной высоте неровностей, т. е. $h = h_{np}$, а ее длина Δ зависит от пути прохождения обрабатываемой поверхности по кругу.

В том случае, когда деталь выходит в отверстие круга (наиболее распространенный случай), Δ равна полуразности наружного и внутреннего диаметров круга. В другом частном случае длина заборной части равна полухорде, по которой движется изделие. Из подобия треугольников, основание одного из которых равно 1 мм, а другого — Δ , находим

$$t = \frac{h}{\Delta}. \quad (4)$$

Подставим это выражение в уравнение (3) и решим полученное равенство относительно $v_{ст}$:

$$v_{ст} = \frac{\Delta Q}{1000 h b_{np}}. \quad (5)$$

Приведем пример расчета для рассматриваемого случая обдирки плоскостей блока.

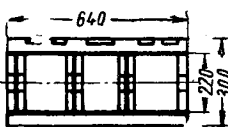
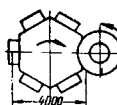
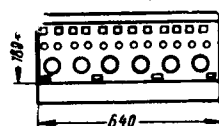
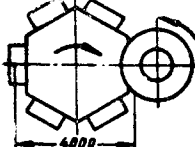
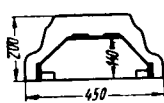
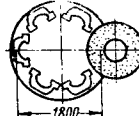
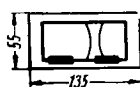
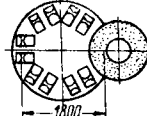
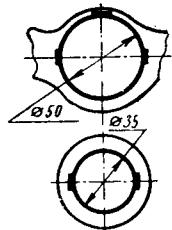
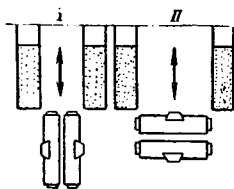
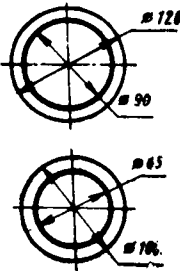
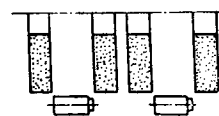
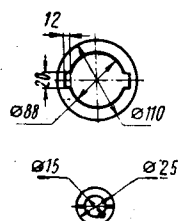
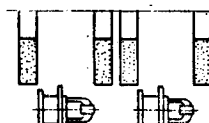
Расчет приведенной ширины и глубины шлифования. По данным табл. 1 (примеры 1 и 2) и формулам (1) и (2), имеем: по верхней плоскости блока $\Sigma F = 4 \times 60 + 5 + 80 \times 5 + 2 \times 640 \times 4 + 4 \times 220 \times 4 = 10\,240 \text{ мм}^2$; по нижней $\Sigma F = 4 \times 90 \times 1,5 + 6 \times 3,14 \times 75 \times 7 + 12 \times 3,14 \times 25 \times 2 + 12 \times 70 \times 1,5 + 640 \times 1,5 + 2 \times 180 \times 3 = 15\,630 \text{ мм}^2$. Величина l в обоих случаях одинакова и равна 640 мм, поэтому по формуле (1) имеем $b_{np.верх} = 16,0 \text{ мм}$; $b_{np.нижн} = 24,5 \text{ мм}$. Аналогичным образом находим $\Sigma U_{верх} = 96\,900$ и $\Sigma U_{нижн} = 16\,441 \text{ мм}^3$. По формуле (2) получаем $h_{np.верх} = 9,45 \text{ мм}$; $h_{np.нижн} = 10,52 \text{ мм}$.

Расчет допускаемой скорости вращения стола. Этот расчет производится по формуле (5). Численное значение входящей в нее интенсивности Q получено путем измерения в производственных условиях фактических значений $v_{ст}$, b_{np} , h_{np} и Δ , входящих в формулу, и решения ее затем относительно Q . Обобщенные и систематизированные для разных случаев обработки значения Q приведены в табл. 2. После подстановки в уравнение (5) цифровых значений находим $v_{ст} = 4,13 \text{ м/мин}$ (меньшая из допускаемых по верхнему и нижнему кругам).

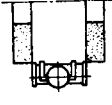
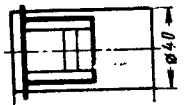
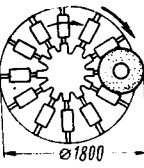
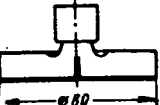
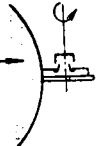
Таким же образом производится расчет во всех случаях (табл. 1, примеры 1—8) независимо от вертикального или горизонтального расположения торца круга. Некоторое затруднение может вызвать только случай расположения заусеницы по окружности торца (примеры 5—8). Расчет приведенной ширины шлифования в этом случае производится путем деления кольцевой площади неровностей на максимальный диаметр кольца. Остальной расчет производится так же.

Второй случай. Обдирка торцом круга, когда деталь вращается вокруг своей оси и подается со столом (табл. 1, пример 9). На рис. 2 показано взаимное расположение круга и изделия для этого случая. Чем быстрее вращается изделие при одновременном движении со столом, тем меньше абсолютная глубина шлифования t' (рис. 2). Относительная глубина t не зависит от скорости вращения изделия. Она, как и в предыдущем случае, определяется высотой h и длиной Δ заборной части круга. По наблюдениям высота за-

Таблица 1

При- меры	Деталь	Места обработки	Эскиз обработки	Характери- стика круга	$v_{дет}$ и $v_{стола}$ в м/мин	Время машинное штучное в мин.	Мощность двига- теля в кВт	Вес припуска на одну деталь в г	
1	Блок цилиндров, верхняя плоскость		1. Четыре питателя 60×5×7 (длина, толщина, высота в мм), один питатель 80×5×5. 2. Две заусеницы 640×4×10. 3. Четыре заусеницы 220×4×10		ПН 750× ×63×500 K24CT1Б	— 4,3	0,46	37	675
2	Блок цилиндров, нижняя плоскость		Заусеницы: 1. На четырех отверстиях 90×1,5×6. 2. На шести отверстиях 75×7×12. 3. На двенадцати отверстиях 25×2×12. 4. На двенадцати отверстиях 70×1,5×6. 5. 640×1,5×6. 6. Две заусеницы 180×3×6		ПН 750× ×63×305 Э24CT1Б	— 4,3	0,46	63	1120
3	Картер сцепления		1. Два питателя 30×5×12. 2. Два залива 70×5×12. 3. Заусеница 340×2×12		ПН 500× ×40×203 Э24CT2Б	— 8,5	0,111	28	130
4	Картер главного цилиндра		1. Два питателя 30×3×3. 2. Заусеница 265×2×3		ПН 500× ×40×203 Э24CT1Б	— 11,4	0,041	28	16
5	Картер амортизатора		I позиция 1. Три питателя 10×4×4. 2. Заусеница 50×3×4. II позиция: 1. Два питателя 12×5×5. 2. Заусеница 35×3×5		ПН 500× ×40×305 Э24CT2Б ПН 500×40	— 9,0	0,028 0,037	По 10 край- ний, 14 сред- ний	17 16
6	Гильза цилиндров		Большой торец: 1. Заусеница 94×2×15. 2. Два питателя 13×5×15. Малый торец: 1. Заусеница 88×2×15		ПН 500× ×75×305 Э24CT2Б	Пред- вари- тельно — 7,8 Окон- чатель- но — 3,7	Пред- вари- тельно 0,058 Окон- чатель- но 0,10	По 10 край- ний 14 сред- ний	Пред- вари- тельно 93 Окон- чатель- но 47
7	Крышка стартера		Большой торец: 1. Заусеница 88×3×6. 2. Два залива 11×3×6. Малый торец: 1. Заусеница 15×3×10. 2. Два залива 5×5×10		ПН 500× ×40×305 Э24CT2Б	— 6	0,084	По 10 край- ний 14 сред- ний	53

Продолжение табл. 1

При- меры	Деталь	Места обработки	Эскиз обработки	Характеристика круга	$v_{дет}$ и $v_{стола}$ в м/мин	Время машинное штучное в мин.	Мощность двига- теля в кВт	Вес припо- на на одну деталь в г
8	Цилиндр колесный	 1. Заусеница $\varnothing 34 \times 2 \times 8$. 2. Два залива $10 \times 3 \times 8$		ПН 500× ×40×305 S24CT2Б	— 7,2	0,075	17	16
9	Поршень амортизатора	 1. Заусеница $60 \times 2 \times 3$. 2. Заусеница по кон- туру двух окон $180 \times 2 \times 3$. 3. Питатель $12 \times 4 \times 4$		ПН 500× ×63×203 S24CT2Б	— 19,3	0,024	23	12
10	—	 Заусеница $\varnothing 80 \times 3 \times 3$		ПП 400× ×63×127 K24CT2К	4,0 —	0,084	7	13

борной части и в этом случае может быть принята равной приведенной глубине шлифования, которая определяется по той же формуле (2). Приведенная ширина шлифования определяется по формуле (1).

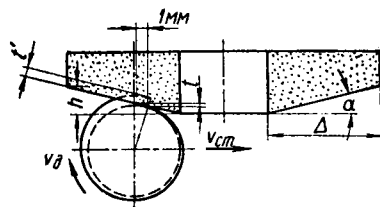


Рис. 2. Схема расположения шлифовального круга и детали при обдирке цилиндрической поверхности торцом круга.

Таблица 2

Наименование работы	Допускаемая интенсивность шлифования Q при диаметре круга в мм			
	400	500	600	750
Обдирка торцом круга при непрерывной подаче изделия: деталь закреплена жестко	2000	3000	4000	5000
деталь вращается	1500	2000	2500	—
Обдирка торцом круга при периодической подаче изделия (стол движется прямолинейно с возвратом для установки изделия)	3000	4000	5000	—
Обдирка образующей круга	2000	2500	3000	—

После превращения припуска в эквивалентный брусок $l \times b_{np} \times h_{np}$ скорость стола определяется по формуле (5). Из формулы следует, что скорость вращения детали не влияет на интенсивность съема. Рассмотрим факторы, влияющие на скорость вращения детали.

Произведем примерный расчет.

1. Определение приведенной ширины и глубины шлифования. По цифровым данным табл. 1 (пример 9), находим

$$b_{np} = \frac{60 \times 2 + 180 \times 2 + 12 \times 4}{3,14 \times 40} = 4,21 \text{ мм};$$

$$h_{np} = \frac{60 \times 2 \times 3 + 180 \times 2 \times 3 + 12 \times 4 \times 4}{60 \times 2 + 180 \times 2 + 12 \times 4} = 3,09 \text{ мм}.$$

2. Определение скорости движения стола. Длина заборной части $\Delta = (500 \div 203) : 2 = 148,5$ мм. Допускаемая интенсивность шлифования $Q = 2000$ мм³/мин мм (по табл. 2). По формуле (5) определяем $v_{ст} = 22,7$ м/мин. Фактически установлена скорость 19,3 м/мин, т. е. близкая к расчетной.

Третий случай. Обдирка периферией круга, когда деталь вращается вокруг оси, перпендикулярной к оси вращения круга.

Врезание на полную величину припуска осуществляется с быстрого хода бабки.

Этим методом обрабатывается, например, крыльчатка гидронасоса (табл. 1, пример 10). Глубина шлифования t (рис. 3), отнесенная к 1 мм заборной части, определяется как разность $OC - OB$ радиусов, проведенных из центров вращения детали в точки C и B , причем точка C — крайняя точка контакта цилиндрической поверхности изделия с поверхностью шлифовального круга, а точка B взята на расстоянии 1 мм от нее. Из рис. 3 ясно, что величина t зависит от места расположения единичного участка BC на линии контакта круга с изделием. В точке C она максимальна. Определим эту максимальную величину относительной глубины шлифования. С этой целью из треугольника OAB находим радиус OB , учитывая при этом, что $AB = AC = 1$. Значение AC определим из треугольника OAC , в котором все стороны известны. Затем вычислим разность $OC - OB = t$ ($OC = \frac{d}{2}$). Конечный результат

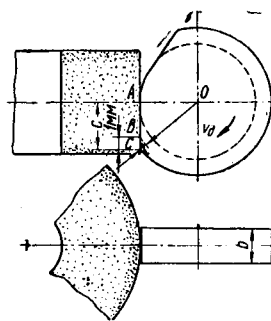


Рис. 3. Схема расположения шлифовального круга и детали при обдирке цилиндрической поверхности круга.

вычислений выражается следующей приближенной формулой:

$$t = \sqrt{\frac{h}{d}}, \quad (6)$$

где d — наружный диаметр изделия;
 h — приведенная глубина шлифования.

Формула (6) учитывает, что после приработки круга относительная глубина шлифования выравнивается по всей длине заборной части (с этой целью максимальная относительная глубина шлифования разделена на два). Точность расчета для всех практических случаев находится в пределах 5%.

Условия нагружения выделенного единичного участка круга определяются тем, что к 1 мм (BC, рис. 3) заборной части круга непрерывно, со скоростью v_d подводится слой толщиной t и шириной b . Отсюда легко получить формулу для определения Q , решая которую относительно v_d получим

$$v_d = \frac{Q}{1000 b} \sqrt{\frac{d}{h}}. \quad (7)$$

Формула служит также для определения интенсивности Q , которая в отличие от предыдущего случая зависит от скорости вращения детали и не зависит от скорости движения стола.

Произведем расчет, используя данные табл. 1 (пример 10). В этом случае имеется единственная непрерывная заусеница, приведенная ширина которой составляет 3 мм. Глубина шлифования h также одинакова по всей окружности и равна 3 мм. По формуле (7), где $d=80$ мм, находим

$v_d = 3,45$ м/мин (фактически установлена скорость 4 м/мин).

Другие возможные случаи обдирки проще и после приведенных расчетов не требуют специальных пояснений.

Другим критерием правильности установленного режима, кроме интенсивности Q , является теплообразование. Значительное теплообразование приводит к нежелательным прижогам, изменяющим твердость металла и отрицательно влияющим на стойкость режущего инструмента при последующей механической обработке. Имеются два пути снижения интенсивности теплообразования: правильный выбор твердости шлифовальных кругов и правильный выбор скорости движения изделия.

Очень большое теплообразование наблюдается при обработке верхней и нижней плоскостей блока цилиндров, с которых за один проход сошлифовывается 645 г (верхняя плоскость) и

1120 г (нижняя плоскость). Общим правилом для уменьшения теплообразования является снижение твердости кругов. Но в условиях больших съемов, наблюдаемых на указанной операции, снижение твердости приводит к увеличению расхода кругов. В результате длительной экспериментальной работы, при которой испытано более 20 кругов, была выявлена необходимость применять различные материалы для изготовления кругов: электрокорунд при шлифовании нижней плоскости и карбид кремния при одновременной обработке верхней плоскости (найденные оптимальные характеристики указаны в табл. 1). Стойкость кругов Златоустовского абразивного завода до полного износа составляет около 3000 блоков.

Снизить нагрев можно путем увеличения скорости вращения изделия при условии, что это движение не является главным, определяющим интенсивность съема Q . Так, в примере 9 (табл. 1) предусмотрены два движения: движение вместе со столом со скоростью v_{cm} и вращение вокруг своей оси со скоростью v_d (рис. 2). Первое движение определяет интенсивность шлифования, второе не влияет на интенсивность, и его можно регулировать с целью снижения теплообразования. Во всех этих случаях необходимо руководствоваться общим правилом при назначении и корректировании скорости вращения деталей: чем выше скорость вращения детали, тем меньше нагрев. В примере 10 (табл. 1) деталь также вращается, но это вращение влияет на интенсивность съема и поэтому с его увеличением нагрев может не снизиться. В остальных случаях (примеры 1—8) происходит только одно вращение детали вместе со столом, влияющее на интенсивность шлифования. Имеется оптимальная скорость этого вращения, наиболее благоприятная с точки зрения теплообразования. Однако назначение скорости движения стола производится обычно только по критерию Q , а для устранения прижогов корректируется твердость круга и материал зерна.

Описанная методика расчета внедрена на Горьковском автозаводе. Использование ее привело к упорядочению операции самой трудоемкой из всех работ этого рода — обдирке плоскостей блока цилиндров, где вдвое сокращен расход абразивных инструментов и ликвидированы случаи разрыва кругов.

Информация

ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К КУЗОВУ АВТОМОБИЛЯ

КОМПОНОВКА автомобиля выбирается с учетом его назначения. Расположение двигателя и ведущих осей определяет степень использования внутренних объемов кузова. При этом должны соблюдаться правильное распределение веса по колесам и необходимые ходовые качества. В таблице приведены наиболее распространенные в настоящее время компоновки.

При разработке компоновки следует стремиться к использованию всего объема

автомобиля для перевозки груза или пассажиров.

Использование всего объема (рис. 1) невозможно из-за наличия колесных кожухов, закругления углов, наклона стенок, размещения двигателя и агрегатов силовой передачи. Использование объема (габарита) оценивается отношением

$$\eta_{габ} = \frac{\text{полезный объем}}{\text{весь объем}} \text{ м}^3.$$

Этот показатель наиболее высок у прицепов и автобусов, а также у автомобилей с кузовами фургон и легковых автомобилей вагонного типа или типа «универсал». У современных легковых автомобилей с обычной компоновкой этот показатель составляет около 30%, причем у малых автомобилей он выше, чем у больших (рис. 2).

Показатель $\eta_{габ}$ не может характеризовать просторность кузова и удобство посадки для пассажиров. Независимо от класса автомобиля помещение для пассажиров должно иметь определенные минимальные размеры, так как и в микролитражных автомобилях и в автомобилях высшего класса ездят люди в среднем одинакового роста.

Объем кузова можно увеличить, подбирая для него выгодную форму и такую конструкцию двигателя, которая занимает меньше места.

Полезный объем делится на первичный, предназначенный для основного груза, и вторичный — для вспомогательного, необходимого для перевозки основного (водитель, грузчик, кондуктор).

Тип автомобиля	Расположение двигателя	Ведущий мост	Рама	Кузов
Легковые:				
микролитражный	Заднее	Задний	Отсутствует	Несущий
малолитражный	Заднее или переднее	Задний или передний	Отсутствует (имеется)	Несущий (не несущий)
средний	Переднее	Задний	То же	То же
высшего класса				
Автобус	Переднее, заднее или под полом	•	•	•
Грузовой	Переднее или под полом кабины	Задний (передний)	Имеется	Не несущий

Переднее расположение двигателя (рис. 3) удобно тем, что сзади остается больше места для багажника. Чтобы получить большой багажник при заднем расположении двигателя, приходится применять специальную конструкцию

У грузовых автомобилей с кабиной, расположенной над двигателем, и у автобусов вагонного типа сиденья водителя помещаются до передней оси или над ней, т. е. в наименее выгодной зоне (рис. 5).

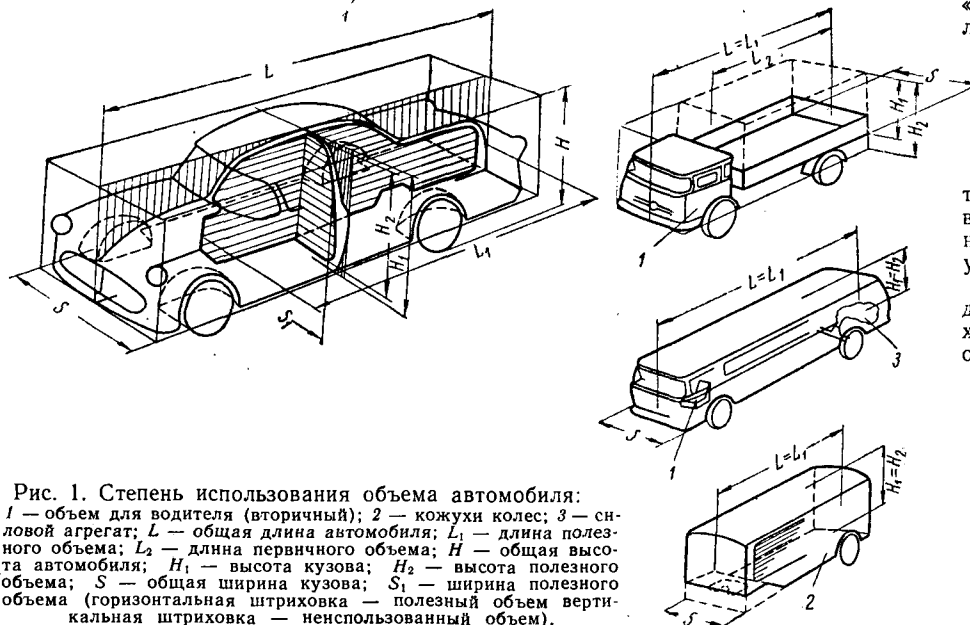


Рис. 1. Степень использования объема автомобиля: 1 — объем для водителя (вторичный); 2 — кожухи колес; 3 — силовой агрегат; L — общая длина автомобиля; L_1 — длина полезного объема; L_2 — длина первичного объема; H — общая высота автомобиля; H_1 — высота кузова; H_2 — высота полезного объема; S — общая ширина кузова; S_1 — ширина полезного объема (горизонтальная штриховка — неиспользованный объем вертикальной штриховки).

переднего моста (автомобиль Татра-603). В этом случае задний объем используется более эффективно при расположении радиатора сбоку от двигателя (автомобили Рено-Дофин, Фиат-600).

Дальнейшее развитие вагонной компоновки выдвигает специфические проблемы, связанные с обеспечением комфортабельности.

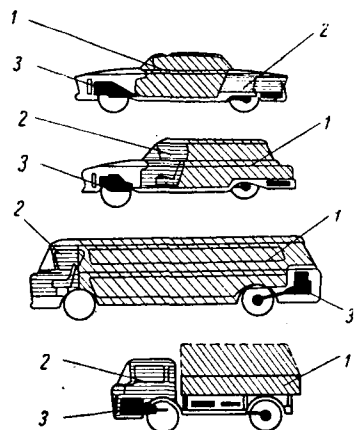


Рис. 2. Разделение полезного объема: 1 — первичный полезный объем; 2 — вторичный полезный объем; 3 — объем для силового агрегата и его оборудования.

У автобусов (рис. 4) выгоднее всего размещать двигатель сзади или под полом, у микроавтобусов и малых фургонов (с учетом необходимого распределения веса по осям). — за передней осью. У грузовых автомобилей двигатель, размещенный под кабиной, находится в неблагоприятных условиях (особенно при работе на грунтовых дорогах), поэтому чаще его располагают впереди кабины.

Сиденья в автомобиле следует размещать так, чтобы на пассажиров меньше всего воздействовали колебания.

Наиболее удобным является размещение сидений в зоне между осями.

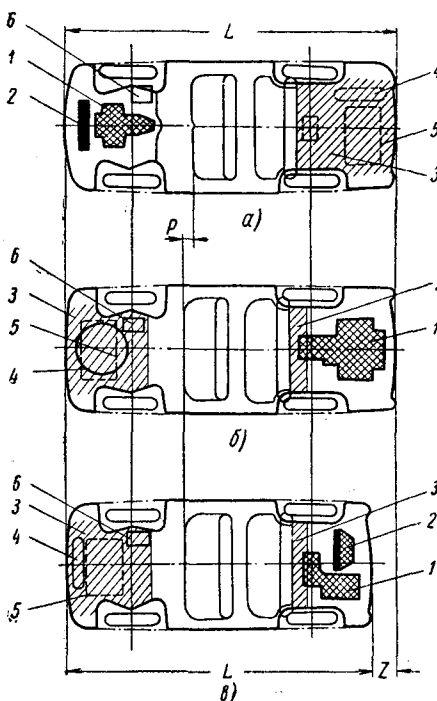


Рис. 3. Расположение двигателя у легковых автомобилей:

1 — двигатель; 2 — радиатор; 3 — объем для багажа; 4 — запасное колесо; 5 — бак для горючего; 6 — аккумулятор; а — переднее расположение двигателя; б — заднее расположение двигателя; в — двигатель расположен сзади и радиатор сбоку; Z — сокращение задней части благодаря расположению радиатора рядом с двигателем; P — сдвиг сидений вперед.

Желательно устанавливать сиденья «лицом» по направлению езды. В поперечном или обратном направлениях сиденья располагаются в автобусах (для лучшего использования места над колесными кожухами), в кузовах типа «стэйши-вэгон», спортивных автомобилях (дополнительные сиденья), в микролитражном автомобиле «Цюндапп-Янус» (для удобства посадки и входа всех четырех пассажиров).

При продвижении передних сидений вперед у легковых автомобилей возникают неудобства входа. Кроме того, педали располагаются в маленьком пространстве между кожухами передних колес, кожух коробки передач уменьшает пространство для ног.

При размещении сидений, кроме соблюдения условий комфортабельности, необходимо учитывать удобство пользования органами управления, а также возмож-

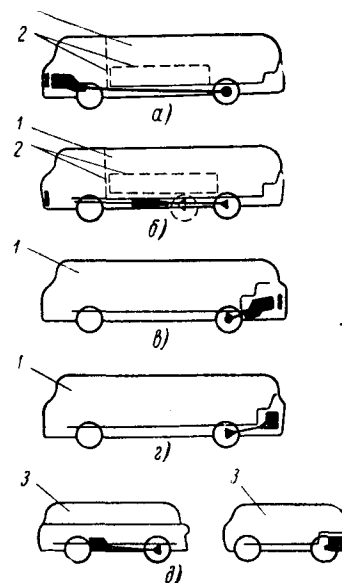


Рис. 4. Расположение двигателя у автобусов и грузовых автомобилей:

а — впереди; б — под полом; в — сзади вдоль; г — сзади поперек; д — за передней осью; 1 — автобус; 2 — грузовой автомобиль; 3 — фургон.

ность раскладывания сидений в постель или в площадку для крупного багажа.

В последнее время появились проекты компоновки кузовов наподобие «гостиной», имеющие в виду наибольшую безопасность пассажиров в случае столкновения.

Удобство сиденья зависит от конструкции, размеров, а также упругих свойств подушек, которые должны обеспечивать достаточно низкие частоты собственных колебаний пассажира. При жесткой подвеске (у грузовых автомобилей) конструкция сидений играет особую важную роль. Сиденье должно быть покрыто плотным материалом, передний край его должен быть возможно менее нагружен. Слишком мягкое сиденье непрочное и плохо отводит тепло. В городских автобусах можно применять жесткие сиденья

(например, из пластмассы) на упругом трубчатом каркасе.

Помимо размеров самих сидений и расстояния между рядами, важное значение имеет выбор такого наклона сидений, чтобы не приходилось неестественно наклонять голову. Сиденья должны

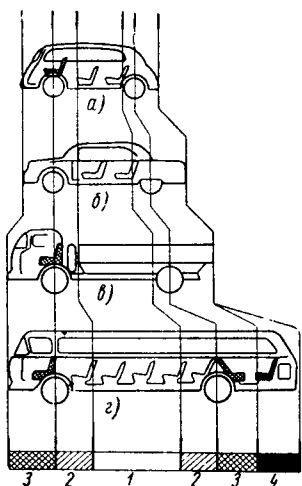


Рис. 5. Выгодные и невыгодные зоны для сидений:

а — легковой автомобиль с вагонным кузовом; б — легковой автомобиль с обычным кузовом; в — грузовой автомобиль; г — автобус; 1 — выгодная зона; 2, 3 — менее выгодные зоны; 4 — невыгодная зона.

регулироваться по длине, по высоте и углу наклона (хотя бы спинки). На основе обмеров ряда кузовов были определены минимальные размеры, обеспечивающие удобство посадки, которые можно брать за основу при проектировании автомобиля (рис. 6).

Для проверки удобства посадки на чертеже можно пользоваться нормализованной плоской шарнирной фигурой человека. Для этого предложен ряд цифровых измерителей. Они подсчитываются либо по сумме основных размеров посадки, к которым также прибавляются и размеры дверей, либо как объем, определяемый по основным размерам посадки, без учета удобства входа и выхода. Гиредложена также формула, позволяющая непосредственно сравнивать удобство различных кузовов определенного класса.

Ниже приведены показатели удобства кузовов минимальных размеров, полученные при подсчете по трем способам.

Первый способ	
Основные размеры посадки в мм:	
для кузова минимальных размеров	4820
для существующих двухдверных четырехместных автомобилей	4900—5100
Второй способ	
Условный объем в м ³ :	
для кузова минимальных размеров	2,118
для автомобиля Фольксваген	2,22
для микроавтомобиля Гоггомобиля	1,50
для автомобиля Опель-Рекорд	2,56
Третий способ	
Основные размеры посадки в мм:	
для кузова минимальных размеров (переднее сиденье 1042 мм, заднее — 1100 мм)	2142
для автомобиля Ситроен DS-19 (переднее сиденье 1090 мм, заднее—1626 мм)	2716

Вход и выход пассажира обычно занимает незначительную часть времени по сравнению со всей поездкой, однако удобство их является важным для характеристики кузова. Оно зависит от количества дверей, ширины и высоты проемов, высоты порога и верхней балки проема от земли, способа открывания дверей и их положения относительно

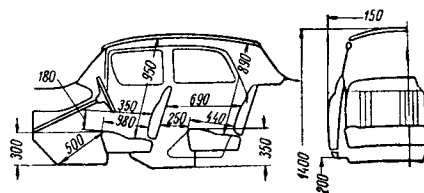


Рис. 6. Минимальные размеры для посадки в кузове легкового автомобиля.

сидений (рис. 7). Незначительная высота современных легковых автомобилей (особенно при наличии панорамных ветровых окон) вызывает неудобства при входе, которые можно устранить или уменьшить следующими способами (рис. 8): 1) продолжением дверей на

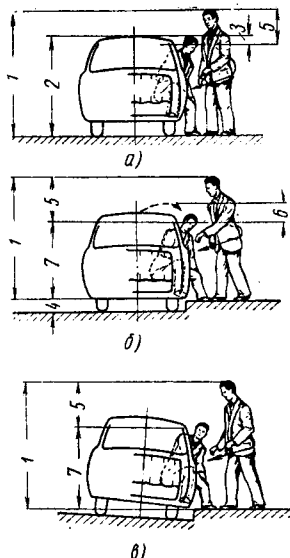


Рис. 7. Вход в кузов:

а — на ровной площадке; б — с тротуара; в — с тротуара при наклонной мостовой; 1 — высота (рост) человека 1750 мм; 2 — высота автомобиля 1400 мм; 3 — высота крыши кузова; 4 — высота тротуара; 5 — наклон головы при входе (А = 450 мм; В = 600 мм; С = 650 мм); 6 — увеличение высоты проема двери; 7 — высота проема (А = 1300 мм; В = 1150 мм; С = 1100 мм).

крышу; 2) открыванием части крыши одновременно с дверью; 3) открыванием вверх дверей, доходящих до середины крыши; 4) отодвиганием назад или поворачиванием сидений; 5) открыванием дверей (рис. 9); 6) откидыванием или отодвиганием верхней части кузова.

В последнее время большое распространение получают четырехдверные кузова небольших автомобилей. У микролитражных автомобилей вагонного типа дверь обычно располагается спереди, иногда в виде откидной части кузова (автомобили «Белка», «Смик»).

У автобусов двери имеют достаточную для удобного выхода высоту, но зато

пол часто расположен высоко над землей, так что при входе нужно подниматься по ступенькам. У городских автобусов обычно предусмотрено не менее двух дверей: с одной стороны для пасса-

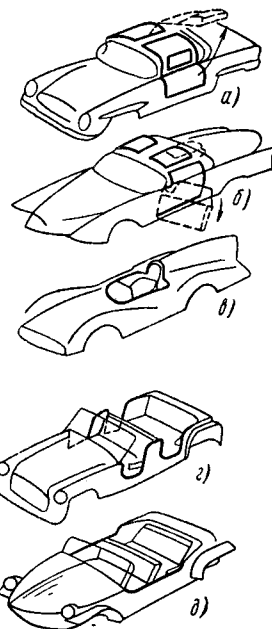


Рис. 8. Особые случаи входа в кузов:

а — двери до середины крыши (Мерседес-Бенц); б — часть крыши, поднимающаяся при открывании двери (Голден-Рокет); в — без дверей (гоночный); г — без дверей с вырезами (вездеход); д — без дверей (амфибия).

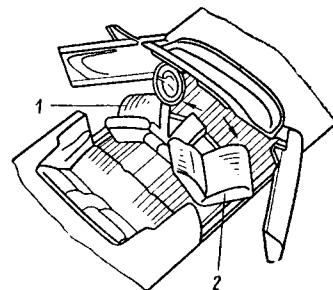


Рис. 9. Поворотные сиденья: 1 и 2 — передние отдельные сиденья в повернутом положении для посадки.

жиров и с другой — для водителя (иногда предусматривается аварийная дверь). Основные двери управляются пневматическим или электрическим путем и складываются так, чтобы внутрь проема были обращены внутренние чистые стороны створок.

У грузовых автомобилей и фургонов, помимо входа и выхода из кабины, большое значение имеет удобство погрузки и разгрузки. Фургоны оборудуются одними или двухстворчатыми дверями сбоку и сзади, открывающимися в стороны или вверх и вниз (нижняя створка образует продолжение грузовой площадки). Применяются также отодвигающиеся, складывающиеся, складывающиеся двери.

Универсальные грузовые платформы большей частью изготавливаются с тремя бортами, откидывающимися вниз, самосвальные кузова для сыпучих грузов — с одним задним откидным бортом, под-

вешенным на верхней стороне. Иногда кузов выполняется со скошенным, не открывающимся задним бортом (ковшового типа).

Обзорность автомобиля (рис. 10) определяется следующими геометрическими

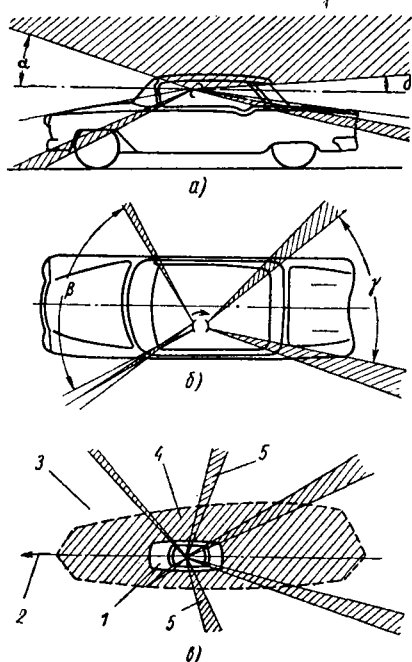


Рис. 10. Обзорность:

a — угол обзорности вперед и назад в вертикальной плоскости; *b* — углы обзорности вперед и назад в горизонтальной плоскости (с поворотом головы); *a* — общая схема обзорности; 1 — автомобиль; 2 — направление езды; 3 — зона видимости; 4 — непросматриваемая зона; 5 — увеличение непросматриваемой зоны у кузова с центральными стойками.

условиями: размерам застекленной поверхности верхней части кузова; шириной и расположением стоек между окнами; высотой нижних и верхних краев оконных проемов; формой и длиной передней и задней части автомобиля.

Наиболее важно устранить помехи обзорности вперед и в сторону. Передние стойки должны быть возможно узкими и сдвинуты назад для максимального расширения свободного поля зрения. При ширине стойки меньшей, чем расстояние между зрачками «слепая зона» на некотором расстоянии от стойки исчезает.

Панорамные окна с обратным наклоном стоек и высоко расположенной верхней кромкой обеспечивают хорошую видимость в стороны и вверх. Однако изготовление и монтаж таких стекол относительно сложны и дороги.

Наиболее полно решаются проблемы обзорности при полностью прозрачной верхней части кузова без стоек. Однако пластиковые материалы пока непригодны для этой цели, так как быстро покрываются царапинами под воздействием пыли и теряют прозрачность. Стекло — хрупкое и не может заменить обычную стальную конструкцию крыши. Кроме того, с применением прозрачного купола должны обеспечиваться защита от солнца в жаркое время; устройство входа; компенсация отсутствия верхнего каркаса для несущих кузовов; устране-

ние оптического искажения в кривых стеклах.

Защита от холода и жары становится таким же необходимым условием комфортабельности автомобиля, как защита от дождя, ветра и снега.

Летом стальная крыша за несколько часов стоянки на жарком солнце нагревается до 80—85°, а воздух в кузове — до 50°. Наоборот, зимой даже в хорошо уплотненном кузове температура может упасть ниже нуля. Устройство для отопления и вентиляции является необходимым оборудованием кузова современного автомобиля. Установки для кондиционирования воздуха применяются только в легковых автомобилях высшего

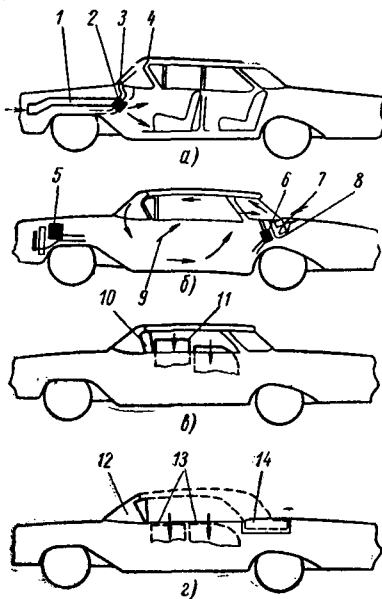


Рис. 11. Устройство для климатизации кузова:

a — отопление; *b* — кондиционирование; *a* — вентиляция (кузов с жесткой неподвижной крышей); *2* — складывающаяся крыша; 1 — подвод свежего воздуха; 2 — отопитель с вентилятором; 3 — теплый воздух на ветровое стекло; 4 — теплый воздух в кузов; 5 — компрессор и охладитель; 6 — теплообменник; 7 — подвод свежего воздуха; 8 — вентилятор; 9 — направление циркуляции воздуха; 10 — поворотная форточка; 11 — опускающиеся окна; 12 — ветровое окно; 13 — опускающиеся окна; 14 — сложенная крыша.

класса и автобусах (рис. 11). Для эффективного действия всех этих устройств необходимы надежные уплотнение и термоизоляция кузова, последняя служит обычно также и шумоизоляцией.

Отверстия для вентиляции должны располагаться в тех местах, около которых при езде возникает повышенное давление воздуха. Принудительная вентиляция осуществляется электрическими вентиляторами, засасывающими воздух через отверстия перед ветровым окном, сбоку кузова или через облицовку радиатора. Для отопления применяются системы, использующие тепло, отводимое водой (или воздухом) от двигателя, или отдельные источники тепла. Отопительное устройство располагается обычно под щитом приборов и комбинируется с системой вентиляции. Теплый воздух используется также для обогрева ветрового стекла. Циркулирует он электрическим вентилятором.

При заднем расположении двигателя для подведения теплого воздуха внутрь кузова иногда используются полые балки кузова или центральная труба (автомобили Фиат-600, Фольксваген).

В автобусах применяются аналогичные системы большей мощности иногда с естественной циркуляцией воздуха в пассажирском салоне.

Установки для кондиционирования воздуха все еще довольно громоздки, тяжелы и расходуют много энергии. В автобусах, где применяются эти установки, окна не открываются.

Основными источниками шума в автомобиле являются: двигатель и система выпуска, силовая передача, качение шин по дороге, вибрация деталей шасси и кузова.

При равном шасси кузов прикрепляется к раме через резиновые подушки, при несущем кузове обязательной является установка силового агрегата на резиновых блоках. Современные кузова с плоскими крышами, мало закругленными бочковинами, капотами и широкими плоскими полами имеют очень неблагоприятную форму с точки зрения вибраций и возникновения шума. Склонность к вибрации уменьшается вследствие применения антивибрационных покрытий, штамповок для повышения жесткости (иногда также и декоративных) на бочковинах и крыше, двойных стенок с изоляционным наполнением (стенки кабин, капоты грузовых автомобилей) и оклеивания шумопоглощающим текстилем или пенопластами.

Оборудование кузова, служащее для повышения безопасности, можно разделить на две группы.

1. Оборудование, повышающее безопасность езды: зеркала, противосолнечные щитки, опрыскиватель ветрового стекла, стеклоочистители, фары асимметричного света, искатели, противотуманные фары (некоторые виды этого оборудования вводятся законодательными постановлениями, как обязательные).

2. Оборудование, уменьшающее опасность тяжелых последствий при столкновениях: жесткий каркас самого кузова, рулевое колесо с глубоко расположенной ступицей (или одной изогнутой спицей, как у Citroen DS-19), мягкая обивка щита приборов и противосолнечных щитков, пояса для пристегивания к сиденьям, небьющиеся стекла и специальные замки, препятствующие самопроизвольному открыванию дверей при авариях.

ЗДЕНЕК КЕЙВАЛ

Чехословацкая Социалистическая Республика

ОТ РЕДАКЦИИ

В статье Зденек Кейвала, впервые опубликованной в чешском журнале «Автомобиль» № 11 за 1959 г., в сжатой форме систематизированы типы автомобильных кузовов и обоснованы требования к их отдельным качествам.

Несмотря на некоторые недостатки, статья может служить канвой для дальнейшего уточнения и расширения требований к кузовам.

ВЕНГЕРСКИЕ АВТОБУСЫ

ПРОИЗВОДСТВО автобусов в Венгрии впервые началось в 1948 г. на Будапештском заводе Икарус. В настоящее время завод превратился в крупное предприятие, которое не только полностью удовлетворяет потребность Венгрии в различных автобусах, но и поставляет значительное количество автобусов на экспорт.

Различные модификации городских, туристских и междугородных автобусов в значительной мере унифицированы по основным параметрам и агрегатам и создаются на основе той или иной базовой модели.

По вместимости и конструктивным особенностям все венгерские автобусы, выпускаемые в настоящее время заводом Икарус, можно разбить на три группы (табл. 1).

По типу несущей системы они относятся к автобусам с несущим основанием. Двигатель автобуса модели Чепель-Д414 представляет собой четырехтактный четырехцилиндровый форкамерный двигатель с воспламенением от сжатия, имеющий водяное охлаждение. Рабочий объем двигателя 5,517 л, $N_{\max} = 95$ л.с. при 2300 об/мин, $M_{\max} = 34$ кгм при 1400 об/мин.

Автобус оборудован сухим однодисковым сцеплением с механическим приводом и механической пятиступенчатой коробкой перемены передач с диапазоном передаточных чисел от 1:8,71 до 1:1 и тоже с механическим приводом.

Главная передача заднего моста принята с передаточным числом 1:5,14. Подвеска автобуса выполнена на полуэллип-

теля. По типу несущей системы они относятся к рамным автобусам. Шестици-

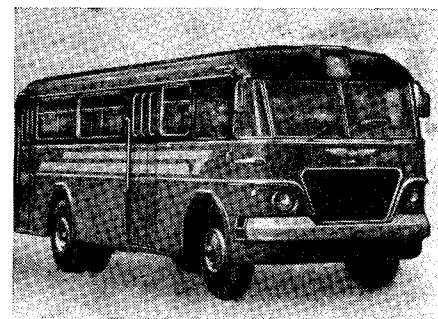


Рис. 2.

Таблица 1

Модель	Назначение	Число мест		Вес снаряженного автобуса (с водителем) в кг	Максимальная скорость в км/час	Габаритные размеры в мм			Двигатель				Размер шин	База в мм		Высота от дороги в мм		Площадь автобуса в м²			Полный вес в кг	Задний свес в мм	
		всего	для сидения			длина	ширина	высота	Расположение	Мощность в л. с.	Крутящий момент в кгм	Расход топлива на 1000 км пути в л		передняя	задняя	пола	первой ступени подножки	габаритная	полезная	коэффициент использования			
Базовые серийные автобусы																							
Икарус-31	Туристский	—	32	5 500	75	8 490	2400	—	Переднее	95	34,5	21	8,25—20	4600	1630	1730	800	20,4	14,2	0,69	9 000	—	
Икарус-55	Междугородный	—	45	9 200	77	11 400	2500	—	Заднее	145	50	32	12—22	5500	1855	1855	860	28,5	19,3	0,67	15 000	—	
Икарус-620	Городской	71	22	8 000	64	9 305	2500	—	Переднее	145	50	32	11—20"	5000	1855	1815	855	—	23,6	17,5	0,74	15 000	—
Икарус-66	"	75	23	8 600	64	11 400	2500	—	Заднее	145	50	32	12—22"	5550	1855	1815	860	28,5	19,3	0,67	16 000	—	
Новые автобусы																							
Икарус-303	Междугородный	—	37	6 500	95	8 690	2500	2630	Заднее	—	—	—	—	4100	1800	1800	720	21,8	16,6	0,76	9 300	2 500	
Икарус-555	"	—	48	10 000	100	11 000	2500	2750	"	—	—	—	—	5800	2000	1830	810	27,4	22,5	0,82	15 000	3 000	

К автобусам первой группы относятся городские и туристские автобусы относительно малой вместимости, созданные на базе модели Икарус-31; ко второй группе — городские и междугородные автобусы средней вместимости, созданные на базе модели Икарус-620, и к третьей

тических рессорах с рычажными амортизаторами одностороннего действия, а рулевое управление — по схеме с глобоидальным червяком, имеющим передаточное число 1:24. Размер шин 8,50—20". Автобус оборудован механическим ручным и гидравлическими тормозами.

Автобус Икарус-31 в городской модификации имеет 25 мест для сидения и столько же для стояния, две двери — заднюю вне базы и переднюю в базе. Вес снаряженного автобуса (с водителем) составляет только 5300 кг.

Автобус Икарус-31 в туристской модификации и имеет 32 места для сидения, одну дверь и весит в снаряженном состоянии (с водителем) 5580 кг. Размер шин 8,25—20".

Кузов автобуса Икарус-31 изготовлен из стальных прямоугольных труб, облицовка — с частичным применением алюминиевых сплавов. Остекленные скаты крыши обеспечивают хорошую обзорность как сидящим, так и стоящим пассажирам. Кроме обычной вентиляции, имеются четыре потолочных вентиляционных люка. Автобус отличается простотой, но очень приятной внешней и внутренней отделкой.

Автобусы второй группы (рис. 2) также вагонного типа, цельнометаллические, с передним расположением двига-

лндровый четырехтактный форкамерный двигатель с воспламенением от сжатия автобуса марки Чепель-Д614 имеет значительный рабочий объем — 8,275 л и водяное охлаждение ($N_{\max} = 145$ л.с. при 2300 об/мин, $M_{\max} = 50$ кгм при 1400 об/мин). Сцепление сухое однодисковое с гидравлическим приводом. Механическая пятиступенчатая коробка перемены передач с механическим приводом устанавливается на всех автобусах второй группы, однако, соотношение передач в различных модификациях различно. Главная передача заднего моста принята с передаточным отношением 1:7,38. Подвеска автобуса выполнена на полуэллиптических рессорах с рычажными амортизаторами. Автобус оборудован шинами 11,00—20" HD. Рулевое управление такое же, как и у автобуса Икарус-31, но передаточное отношение увеличено до 1:29. Автобус изготавливают с ручным механическим и пневматическими (с пневмоприводом) тормозами. Кузов выполнен из стальных труб, облицовка — с частичным применением алюминиевых сплавов.

Городская модификация этого автобуса модели Икарус-620 имеет 22 места для сидения и 71 для стояния. Диапазон передаточных отношений коробки пере-



Рис. 1.

группе — городские и междугородные автобусы большой вместимости, созданные на базе модели Икарус-55.

Автобусы первой группы (рис. 1) — вагонного типа, цельнометаллические, с передним расположением двигателя.

мены передач автобуса от 1:6,17 до 1:1. В междугородном автобусе Икарус-630 предусмотрено 32 места для сидения. Диапазон передаточных отношений коробки перемены передач от 1:6,17 до 1:0,78. Максимальная скорость автобуса 78,5 км/час, вес в снаряженном состоянии (с водителем) 8150 кг, полный вес 13 500 кг.

Серийное производство автобусов третьей группы начато в 1958 г. Это автобусы вагонного типа цельнометаллические с задним расположением двигателя.



Рис. 3.

По типу несущей системы они относятся к автобусам с несущим основанием. В автобусе установлен тот же двигатель марки Чепель-Д614 и такая же коробка перемены передач, как и в автобусах второй группы. Однако вместо механического привода к сцеплению на автобусах третьей группы введен пневматический привод. Главная передача заднего моста имеет несколько увеличенное передаточное отношение—1:7,72. Подвеска автобуса выполнена на полуприподвесках с рычажными амортизаторами. Размер шин 12,00—22". Рулевое управление с гидроусилителем и тормозная система, за исключением введенного третьего тормоза-замедлителя—двигателем, такие же, как и в автобусах второй группы.

Автобусы третьей группы, например междугородный Икарус-55 (рис. 3) и городской Икарус-66 (рис. 4), наиболее

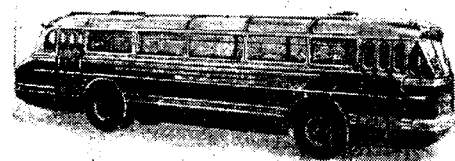


Рис. 4.

комфортабельны, отличаются оригинальной формой, а также хорошей внешней и внутренней отделкой. Они пользуются большим спросом за пределами Венгрии. Советский Союз импортировал партию автобусов Икарус-55, которые в настоящее время работают в ряде наших автобусных парков.

В ближайшее время прибудет новая партия автобусов Икарус-55, предназначенных для обслуживания междугородных линий Советского Союза. В отличие от предыдущей партии в конструкцию

новых автобусов Икарус-55 внесены некоторые улучшения. Так, автобусы оборудуются туалетной комнатой, буфетом, холодильником и гардеробом. Заслуживает внимания оригинальная конструкция туалетной комнаты, санузел которой работает без воды. Это значительно снижает вес автобуса и повышает гигиеничность, а также улучшает эксплуатацию в осенне-зимний период. Просторный буфет предусмотрен для перевозки до 50 бутылок различных напитков и имеет специальные отделения для посуды, холодных закусок, термосов и т. п. В качестве холодильников использован сухой лед или бытовой несколько измененный холодильник типа «Север». Сиденья автобуса имеют перфолетовые предохранительные чехлы.

Общий вид салона этого автобуса представлен на рис. 5.

В настоящее время на заводе Икарус разрабатываются новые модели между-



Рис. 5.

городных автобусов—Икарус-303 (средней вместимости) и Икарус-555 (большой вместимости). Несколько экспериментальных образцов первой модели уже проходят испытания. Вторая модель находится в стадии конструкторских разработок.

Автобус Икарус-303 (рис. 6) — вагонного типа, с задним расположением двигателя (табл. 2). По типу несущей системы он относится к автобусам с несущим основанием. Благодаря небольшому

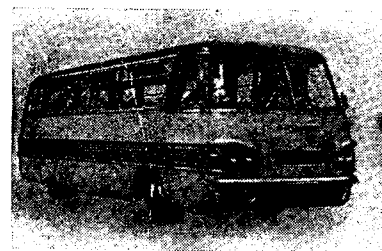


Рис. 6.

четырёхцилиндровому двигателю Чепель-Д414 автобус обладает удовлетворительными динамическими качествами. Для этой модели характерен переход с механического, а затем пневматического привода сцепления на гидравлический.

Заслуживает внимания применение в автобусе Икарус-303 нового заднего моста. При этом передача крутящего момента от коробки перемены передач к главной передаче заднего моста осуществляется без карданного вала, так как редуктор главной передачи заднего моста жестко подвешен к основанию автобуса. Иа задние колеса крутящий момент передается двумя короткими поперечными карданными валами. Благодаря такой системе заднего моста задний свес автобуса уменьшен до 2540 мм, а высота пола снижена по сравнению с автобусами Икарус-55 и Икарус-66 на 140 мм. Соответственно габаритная высота автобуса Икарус-303 уменьшена до 2660 мм. Уменьшение веса неподдресоренных частей автобуса еще более улучшит его комфортабельность.

Автобус Икарус-303 оборудован пневматической подвеской, причем передняя

Таблица 2

Параметры	Икарус-303	Икарус-555
Двигатель:		
марка	Чепель-Д414	ЯФИ-Д414
мощность в л. с.	95	180
крутящий момент в кг·м	34	65
расход топлива на 100 км пути	21	36
количество цилиндров	4	8
ход поршня в мм	140	140
диаметр цилиндра в мм	112	110
рабочий объем в см³	5517	10663
Сцепление:		
тип	Ододисковое	Двухдисковое
привод	Гидравлический	Гидравлический
Коробка перемены передач:		
тип	Механическая	Гидромеханическая
привод	Механический	Электрический
диапазон передач вперед	От 1:1 до 1:8,29	От 1:0,890 до 1:6
количество передач вперед	5	6
Задний мост:		
тип	Системы Де Дион	Системы Де Дион
передаточное число редукторов	1:4,48	1:5,39
Подвеска:		
передняя	Пневматическая независимая	Пневматическая
задняя	Пневматическая	Рессорная
Ножной тормоз:		
тип	Пневматический	Пневматический
привод	Пневматический	Пневматический
Размер шин	8,50—20"	11,00—20"

подвеска — независимая. В связи с применением новой системы заднего моста четыре баллона пневматической подвески, по два с каждой стороны, установлены на специальной жесткой раме. Рама состоит из двух продольных элементов, на концах которых установлены баллоны подвески, и поперечной балки, соединяющей продольные элементы в одну несущую систему. Благодаря такой конструкции колея автобуса по баллонам подвески увеличена и достигает для задней подвески 1570 мм. Крутящие моменты в горизонтальной плоскости воспринимаются двумя штангами по типу А-образных рычагов.

Передняя независимая подвеска — с поперечным качанием. Пневматический баллон смонтирован с резервуаром дополнительной емкости в один узел, установленных наклонно в вертикальной плоскости, проходящей через ось передних колес. Подвеска оборудована теле-

скопическими амортизаторами и стабилизатором поперечной устойчивости торсионного типа.

Для тормозной системы характерно наличие третьего тормоза-замедлителя двигателем, а для рулевого механизма — гидравлического усилителя. Автобус оборудован радиоприемником.

Кузов выполнен из стальных труб прямоугольного сечения. Под полом предусмотрены просторные багажники емкостью 2,9 м³.

Облицовка — с большим применением алюминевых сплавов.

Отопление автобуса осуществляется специальным агрегатом, расположенным в передней части салона. Отопитель — водяного действия с использованием тепла двигателя. Подогретый воздух служит как для отопления, так и для обдува ветровых стекол. В летнее время отопление используется для вентиляции.

Большую помощь автобустро-

ителям Венгрии оказывает институт ЯФИ. Им, в частности, спроектированы и изготовлены опытные образцы нового продольного двигателя с воспламенением от сжатия для перспективного автобуса Икарус-555, а также первые образцы гидромеханической коробки передач с электрическим приводом.

Значительный интерес представляют работы в области прочности и жесткости автобусов, проводимые институтом и конструкторско-экспериментальным отделом завода Икарус.

Венгерское автобустроение находится в стадии нового мощного подъема. Быстро увеличивается количество выпускаемых автобусов, непрерывно совершенствуется их качество, повышается комфортабельность, создаются новые модели, достигающие уровня лучших образцов современного автобустроения.

К. М. АТОЯН

НОВЫЕ КНИГИ

Верник С. и Пиннер Р., Химическая и электролитическая обработка алюминия и его сплавов. Пер. с англ. М. В. Погман, под ред. Б. А. Зеленова и Н. И. Веселовой. Судпромгиз, Л. 1960, 387 стр., т. 3500, ц. 18 р. 65 к. в пер.

Теория и практические вопросы коррозии. Технология механической, химической и электролитической обработки алюминия и его сплавов. Способы нанесения покрытий.

Для инженерно-технических работников.

Григорьев Е. Т., Расчет и конструирование резиновых амортизаторов. Машгиз, М. 1960, 160 стр., т. 4000, ц. 8 руб.

Основные о свойства резины как конструкционного материала. Конструирование и расчет амортизаторов для монолитной резины. Примеры расчета амортизаторов, имеющих широкое распространение в машиностроительной промышленности: плоских прямоугольных пластин, шайб, втулок и конусов. Особенности работы резиновых амортизаторов при вибрационных нагрузках.

Для инженерно-технических работников.

Георгиев И. Т., Обработка деталей редуцированием. Машгиз, Киев, 1960, 155 стр., т. 4500, ц. 6 р. 70 к. в пер.

Основные методы обработки деталей редуцированием. Силовые зависимости технологических параметров процесса и методика проектирования технических операций холодного редуцирования.

Для инженерно-технических работников.

Земляков И. П., Капрон и его применение в технике. Машгиз, М. 1960, 56 стр., т. 6000, ц. 1 р. 40 к.

Эксплуатационные свойства капроновых подшипников и прочих деталей в сопоставлении с деталями из других материалов. Опыт применения капрона в машиностроении и металлургии.

Для инженерно-технических работников.

Иванов А. П., Механизация и автоматизация технологических процессов машиностроения. Машгиз, М. 1960, 336 стр., т. 12 500, ц. 12 р. в пер.

Оценка экономической эффективности автоматизации технологических процессов в зависимости от масштабов производства. Условия рационального использования механизированных и автоматизированных средств в различных производственных условиях. Способы и средства механизации и автоматизации основных элементов производственного процесса. Подробный разбор вопросов механизации и автоматизации станочных операций и сборочных процессов.

Для инженерно-технических работников.

Ключников С. И., Повышение точности поковок. Машгиз, М. 1960, 436 стр., т. 7000, ц. 14 р. 75 к. в пер.

Понятие точности поковок и способы ее повышения при нагреве заготовок, при штамповке, выдавливании, ротаци-

онном обжатии, калибровке и других методах обработки давлением.

Для инженерно-технических работников.

Куклин Л. Г., Сагалов В. И., Серебровский В. В. и др., Повышение прочности и износостойкости твердосплавного инструмента. Под ред. С. П. Шабашова, Машгиз, Свердловск 1960, 184 стр., т. 6000, ц. 7 руб. в пер.

Экспериментальные исследования источников хрупкого разрушения и повышенного износа твердосплавных инструментов в процессе их изготовления и эксплуатации. Внутренние напряжения, возникающие в пластинах твердого сплава в процессе напайки и заточки. Рекомендации по улучшению технологии напайки и заточки, а также рациональной эксплуатации твердосплавных инструментов.

Для инженерно-технических работников.

Попов В. А., Автотракторные приборы. Изд. 4-е, испр. и доп. Машгиз, М. 1960, 260 стр., т. 5000, ц. 9 р. 50 к. в пер.

Конструкции и работа автотракторных и мотоциклетных эксплуатационных контрольно-измерительных приборов, их приводов и некоторых вспомогательных устройств (стеклоочистителей и сигнализаторов поворота). Методика расчета основных элементов приборов и механизмов.

Для инженерно-технических работников автотракторной промышленности и автотранспорта.

Ханович М. Г., Опоры жидкостного трения и комбинированные. Машгиз, Л. 1960, 272 стр., т. 3000, ц. 10 р. 20 к. в пер.

Элементарная теория, методика расчета и основы конструирования опорных подшипников скольжения и плоских поверхностей скольжения. Комбинированные опоры, методика и примеры их расчета.

Для инженерно-технических работников.

Хельдт П. М., Автомобильные сцепления и коробки передач. Пер. с 5-го американ. издания В. Ф. Родионова и Д. Б. Брейшна. [Изд. 2-е, перераб. и доп.]. Машгиз, М. 1960, 440 стр., т. 4000, ц. 21 р. 30 к. в пер.

Методы расчета и конструкции сцеплений и коробок передач американских автомобилей. Краткие сведения о материалах, применяемых в производстве этих агрегатов.

Для инженерно-технических работников.

Цюльсдорф Вернер, Основы автоматического управления. Пер. с нем., под ред. А. В. Храмого. Машгиз, М. 1960, 175 стр., т. 8000, ц. 9 руб. в пер.

Зарубежный опыт автоматического управления производственными процессами при помощи электрических средств. Схемы электроавтоматического управления и их применение в промышленности.

Для инженерно-технических работников.

Эльстер П. Б. и Чесноков А. М., **Технология изготовления изделий из винилпласта**. Машгиз, М. 1960, 88 стр., т. 6000, ц. 3 р. 10 к.

Состав и физико-химические свойства винилпласта, методы его обработки на металлорежущих станках, разогрев, гибка, сварка и склеивание. Технология и организация производства изделий из винилпласта и их конструкции.

Для инженерно-технических работников.

Абакумов М. М., **Современные станочные приспособления**. Машгиз, М. 1960, 328 стр., т. 10 000, ц. 12 р. 05 к. в пер.

Основные тенденции развития современных станочных приспособлений. Расчет рациональных конструкций механизированных приводов и приспособлений, технические условия на их изготовление. Механизация и автоматизация обработки на металлорежущих станках посредством высокопроизводительной оснастки.

Для инженеров-конструкторов и технологов.

Александровский А. П., **Экономический контроль работ машиностроительного предприятия**, Машгиз, М. 1960, 268 стр., т. 6000, ц. 9 р. 75 к. в пер.

Методика и техника анализа и контроля выполнения плана предприятия в разрезе количественных и качественных показателей. Организация и проведение систематического анализа и контроля на машиностроительных предприятиях.

Для экономистов, плановиков и руководителей производства.

Владимиров Е. В. и Днепровский Е. В., **Активный и автоматический контроль деталей на станках-автоматах и автоматических линиях**, Госиздат БССР, Минск 1960, 139 стр., т. 2000, ц. 2 р. 30 к.

Методы и системы активного контроля на металлорежущих станках-автоматах. Конструкции и работа устройств автоматического контроля.

Для инженерно-технических работников.

Галкин Ю. М., **Электрооборудование автомобилей и тракторов**. Учебник для автомеханических и машиностроительных вузов, Машгиз, М. 1960, 276 стр., т. 30 000, ц. 7 р. 65 к. в пер.

Краткая теория, принципы действия, рабочие характеристики и конструкции аппаратов электрооборудования (аккумуляторных батарей, генераторов, стартеров и приборов зажигания). Особенности эксплуатации автотракторного электрооборудования.

Глыби А. И., **Автотракторные фильтры**, изд. 2-е, перераб. и доп., Машгиз, Л. 1960, 192 стр., т. 7000, ц. 6 р. 50 к.

Физические основы процесса фильтрации. Конструкции и работа автомобильных и тракторных фильтров для очистки жидких топлив, воздуха и масел. Воздухоочистители автомобилей и тракторов. Правила ухода за фильтрами и их обслуживание.

Для инженерно-технических работников автотранспорта и автомобилестроения.

Групповая технология в машиностроении и приборостроении. Под ред. С. П. Митрофанова, Машгиз, Л. 1960, 380 стр., т. 7000, ц. 18 р. 20 к. в пер.

Групповая технология как основа механизированного производства. Пути ее развития и внедрения. Проектирование автоматических линий, конструирование технологической оснастки, модернизация и специализация оборудования. Планирование, организация и технология групповой обработки в процессе получения заготовок и при работе на металлорежущих станках.

Для широкого круга инженерно-технических работников.

Клей и технология склеивания. Сборник статей под ред. Д. А. Кардашова, Оборонгиз, М. 1960, 285 стр., т. 6050, ц. 14 р. 10 к. в пер.

Состав и свойства клеев на основе фенолоформальдегидных, оксидных, кремнийорганических соединений и в сочетании с каучуками, поливинилацетатами, полиамидными и другими высокополимерами. Теория склеивания, технология и применение клеевых соединений.

Для широкого круга инженерно-технических работников.

Контратьев Ю. П., **Конструирование литых деталей и оснастки для литья по выплавляемым моделям**. Судпромгиз, Л. 1960, 199 стр., т. 3250, ц. 7 р. 70 к. в пер.

Принципы конструирования литых деталей, пресс-форм и вспомогательной оснастки для производства отливок методом литья по выплавляемым моделям. Основные сведения о технологическом процессе и области его применения. Методика

определения объема доводочных операций в процессе освоения литья по выплавляемым моделям.

Для инженерно-технических работников.

Ланда А. Ф., **Основы получения чугуна повышенного качества**. Состав, структура, термообработка, Машгиз, М. 1960, 239 стр., т. 6000, ц. 9 р. в пер.

Классификация основных видов чугуна. Связь их структуры со свойствами. Основы теории графитизации. Факторы, влияющие на структуру и свойства. Марки различных видов чугуна и основы их получения. Термическая обработка чугуновых отливок.

Для инженерно-технических работников.

Левинсон Е. М., **Контрольно-измерительные приспособления в машиностроении**, изд. 2-е, переработ., Машгиз, М. 1960, 292 стр., т. 12 000, ц. 11 р. 15 к. в пер.

Расчет, конструкция и эксплуатация приспособлений для контроля заготовок, размеров и взаимного расположения поверхности деталей, сборки узлов машин и контроля зубчатых колес. Устройства для контроля в процессе обработки деталей. Автоматизация контроля деталей.

Для конструкторов, технологов и работников ОТК.

Орлин А. С. и Круглов М. Г., **Двухтактные двигатели внутреннего сгорания**, Машгиз, М. 1960, 556 стр., т. 5000, ц. 20 р. 50 к. в пер.

Теория и расчет процессов газообмена в двухтактных двигателях внутреннего сгорания. Результаты экспериментальных исследований газообмена. Особенности наддува двигателей. Конструкции современных двухтактных двигателей и перспективы их развития.

Для инженерно-технических работников.

Прогрессивная технология и вопросы автоматизации кузнечно-штамповочного производства, Машгиз, М. 1960, 128 стр. (Труды ЭНИКМаш, кн. 3), т. 3500, ц. 5 руб. в пер.

Применение прогрессивных технологических процессов кузнечно-штамповочного производства: безоблойная штамповка, многоручьевая вальцовка, холодное выдавливание, пробивка отверстий взамен сверления, гибка листа с малыми радиусами и др. Некоторые вопросы автоматизации кузнечно-штамповочного производства.

Для инженерно-технических работников.

Прокофьев В. Н., **Гидравлические передачи колесных и гусеничных машин**, Воениздат, М. 1960, 300 стр., ц. 7 р. 50 к. в пер.

Принцип действия, кинематика, основные виды и область применения гидравлических передач. Устройство гидромфут и гидротрансформаторов, применяющихся на колесных и гусеничных машинах.

Для инженерно-технических работников.

Ротенберг Р. В., **Подвеска автомобиля и его колебания**, изд. 2-е перераб. и доп., Машгиз, М. 1960, 356 стр., т. 3500, ц. 13 р. 50 к. в пер.

Уравнения колебаний автомобиля. Физическая сущность и основные закономерности колебаний. Параметры автомобиля и их влияние на колебание. Влияние подвески на эксплуатационно-технические качества автомобиля. Инженерные методы расчета колебаний и подвески автомобиля.

Для инженерно-технических работников.

Чистовая обработка и состояние обработанной поверхности, под ред. А. А. Маталина, Изд-во Ленинград. ун-та, Л. 1960, 269 стр. (Труды ЛИЭ, вып. 30), т. 1800, ц. 15 р. 35 к.

Экспериментальные исследования в области разработки методов и режимов механической обработки в целях повышения ее качества, производительности и экономичности при одновременном увеличении износоустойчивости обработанных поверхностей. Вопросы автоматизации механической обработки в серийном производстве. Организация технологической службы, система технической подготовки производства и методы передовой технологии предприятий ГДР.

Для конструкторов, технологов и цеховых работников машиностроительных и приборостроительных предприятий.

Шрадер Вернер, **Обработка и сварка пластических масс** (поливинилхлорид, полиэтилен, полиметилметакрилат, полиамиды), практические вопросы и их решение, изд. 4-е, полностью переработ. и, значит, расширенное, пер. с нем. Ю. Данько, под ред. Г. Струминского, Профиздат, М. 1960, 596 стр., т. 7500, ц. 9 р. 35 к. в пер.

Технология производства, свойства и применение пластических масс. Способы их обработки.

Для конструкторов и технологов.

УКАЗАТЕЛЬ СТАТЕЙ, ОПУБЛИКОВАННЫХ В ЖУРНАЛЕ «АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ» в 1960 г.

	№ жур- нала	Стр.		№ жур- нала	Стр.
Передовые					
Задачи автомобильной промышленности в 1960 г. (В. Я. Селифонов)	1	1	Демидович И. Ф., Беленький Ю. Ю. — Расчет пневматической подвески для тяжелых ав- томобилей	9	14
Задачи автомобильной промышленности в свете решений июльского пленума ЦК КПСС (Е. Б. Ар- манд, М. И. Басов)	9	1	Демченко Д. Д. — Повышение мощности и экономических показателей двигателей ЯМЗ	5	23
Экономика и организация производства					
Антонов Н. И. — О технико-экономических по- казателях в автомобильной промышленности	7	1	Дербаремдигер А. Д. — Расчет дроссели- рующих систем гидравлических амортизаторов	2	19
Базанова В. С. — Материальное стимулирова- ние за снижение себестоимости	1	2	Дехтяр Б. А. — Расчет гипоидных передач	2	10
Преображенская Н. С. — Измерители про- изводительности труда в автомобилестроении	9	5	Дехтяр Б. А. — Расчет гипоидных передач (окончание)	3	26
Разамат Э. С., Слуцкий М. И. — Механиза- ция и автоматизация управления производством в автомобилестроении	11	1	Диваков Н. В. — Критерии оценки автомо- бильных дифференциалов	6	7
Шишко А. П. — Расчеты норм заделов незавер- шенного производства	10	1	Добрых Л. И., Шемелинн А. А. — Тор- сионная подвеска 10-тонного прицепа	5	21
Конструирование, исследования, испытания					
Авдонькин Ф. Н. — Износ двигателя М-21	10	32	Долматовский Ю. А., Оксентьевич А. Е. — Конструкция кузовов из стеклопластиков	11	18
Агейкин Я. С. — Выбор размеров шин с регу- лируемым внутренним давлением воздуха	12	14	Дышман Б. С. — Об ускорении внедрения опы- тных конструкций подвесок	9	26
Адамович А. В., Взоров Б. А. — Вильчатый токосъемный прибор для измерения температуры поршней	4	23	Дьяков И. Я. — Самоблокирующаяся муфта в заднем мосту автомобиля ЗИЛ-164	5	17
Акопян Р. А. — О перспективах развития бал- лонных пневматических подвесок грузовых автомо- билей и автобусов	6	11	Закин Я. Х. — Поперечная устойчивость дви- жения прицепов	2	27
Алексеев А. А. — Прибор для измерения объ- ема камер сгорания двигателей	9	36	Зарубин А. Г. — Автомобили ЗИЛ-164А и ЗИЛ-157К	9	8
Антонов А. С. — Расчет гидромеханических передач методом силового потока	1	13	Захаренко Б. А., Магарик К. Н., Ни- кольский С. С. — Определение износа поршнево- го кольца с помощью радиоактивных индикаторов	6	23
Армандер Р. Г., Семенов В. М., Снижение динамических нагрузок в трансмиссии грузового автомобиля	9	23	Злотин Г. Н. — Работа карбюраторного дви- гателя при неустойчивом режиме	3	8
Аронов Д. М. — Влияние изменения мощности двигателя на динамику автомобиля	4	25	Золотаревский В. С., Черняк Б. Я., Ша- рапов К. А., Золотаревский Л. С., Дми- триев А. А. — Новый пьезокварцевый датчик	2	32
Атоян К. М. — Крутильная жесткость и проч- ность безрамного автобуса	2	14	Иванов Б. С. — Испытание фильтров тонкой очистки топлива с помощью меченых атомов	2	24
Базыленко Г. И., Ермилов С. С., Анд- реев А. С., Макаровский О. Д. — Некоторые результаты исследований автомобильных псевдов с активными прицепами	11	13	Иванов С. И. — Расчет резиновой упругой муф- ты для трансмиссии автомобиля	12	20
Бондаренко А. И. — Зависимость величины коэффициента сопротивления качению от дорожных условий	5	19	Иларионов В. А., Панфилов В. Т., Дер- баремдигер А. Д. — Влияние зазора между поршнем и цилиндром амортизатора на его харак- теристику	9	17
Борисов В. И. — Электрооборудование авто- мобиля «Чайка»	2	1	Ильинский Е. В. — Автоматизация стендовых испытаний механизмов с пневматическим приводом	6	29
Борисов Н. И., Просвириин А. Д. — Тип- паж автомобилей Горьковского автозавода	11	6	Каминский Я. Н., Островский Б. А. — Электрооборудование автобуса ЛАЗ-695Б	6	26
Боровских Ю. И., Майзенберг Ю. И. — Двухэлементные реле-регуляторы для автомобилей Бронштейн Я. И. — О проблемах развития подвески автомобиля	8	28	Клочков Б. И. — Экспериментальное опреде- ление к.п.д. автомобильного колеса	8	4
Вагнер И. В., Гольверк А. А. — Исследова- ние характеристик впрыска топливного насоса 4ТН-8,5×10	9	27	Кнороз В. И., Шелухин А. С. — Моменты инерции автомобильных колес	9	22
Воробьев И. Т. — Проходимость автомобилей ЯАЗ с арокными шинами	2	18	Коган Ю. А. — Определение профиля кулачков с плавным изменением ускорений	12	7
Воронцов Ю. Н., Крук Б. А. — Зависимость гидравлической плотности от зазора между плун- жером и втулкой	1	33	Комсарик С. Ф., Ивановский Н. А. — Исследование гидрообъемной трансмиссии	1	19
Гинцбург Л. Л. — Расчет и выбор парамет- ров гидравлической системы усилителя рулевого управления	1	29	Косолапов Г. М. — О методике выбора фаз газораспределения	7	21
Гинцбург Л. Л. — Сравнительные испытания гидравлического и пневматического усилителей ру- левого управления	2	3	Красиков С. М., Иларионов В. А. — Гра- фоаналитический способ расчета экономики автомо- биля с гидравлическим элементом в трансмиссии	7	2
Гинцбург Л. Л. — Исследование колебаний управляемых колес автомобиля, вызываемых гидрав- лическим усилителем рулевого управления	7	9	Кугель Р. В. — О повышении износостойкости цилиндров двигателей	3	1
Гор А. И., Вихко Л. И. — Кузов автомобиля «Чайка»	12	1	Кугель Р. В. — Новые критерии оценки грузо- подъемности и веса автомобилей	5	11
			Куликов Н. К., Злотин Г. Н. — О коэффи- циенте неустойчивого режима работы двигателя	4	16
			Кунин В. Н., Мысляев В. М. — Лаборатор- ный стенд для испытаний двигателей	5	27
			Куров Б. А. — О методике стендовых испы- таний автомобильных карбюраторных двигателей	12	12
			Ланкин П. А. — Изменение марки стали труб картера заднего моста	9	37
			Лепидус В. И. — Зависимость к.п.д. гидро- трансформатора от числа Рейнольдса	7	19
			Лебединский А. П., Гершман И. И. — Многоопливность автомобильных двигателей	4	18
			Лефаров А. Х. — Новые блокирующие диф- ференциалы	12	4

	№ жур- нала	Стр.		№ жур- нала	Стр.
Лисицын В. Н., Бурдасов Е. И. — Методика исследования работы газораспределительного механизма двигателя	12	24	Силаев А. А. — О статистической теории и подвеске автомобиля	8	22
Литвинов А. С. — Особенности неустановившегося поворота автомобилей	6	1	Скиндер И. Б. — О тепловом состоянии телескопических амортизаторов в эксплуатационных условиях	7	14
Луканин В. Н. — Уменьшение шума в системе впуска двигателей с воспламенением от сжатия	9	20	Скиндер И. Б., Лизла Ю. А., Дербаремдигер А. Д. — Телескопические амортизаторы грузовых автомобилей ЗИЛ	10	7
Лурье М. И., Томили Н. Н. — Определение радиуса качения автомобильного колеса методом меловых отпечатков	3	37	Слуцкий М. М. — Влияние развала и схода передних колес на накат автомобиля	12	19
Лурье М. И., Алешин В. В., Сытин К. Ю. — Прибор для записи мгновенного расхода топлива Лысов М. И. — Пути облегчения управления рулевым механизмом	1	35	Смотрицкий М. И. — Гидропневматическая подвеска, ее характеристика и особенности	8	25
Минкин М. Л. — Масляные радиаторы автомобильных двигателей	6	29	Стефанович Ю. Г., Москалев В. Н., Луцев И. С. — Определение крутильных колебаний в трансмиссии автомобиля ГАЗ-51	10	10
Минкин М. Л., Хмельницкий Э. Е., Шаевич А. Г., Караваев В. И. — Новые радиаторы для автомобилей ЗИЛ	9	10	Тарасенко П. С. — Автомобиль ЗИЛ-111	5	1
Миронов В. А., Лисицын В. С. — Новый пневматический усилитель рулевого управления	6	22	Тартаковский И. Б. — Влияние вращения тарелки клапана на износ кулачка	12	18
Мищенко Л. П., Росливер Е. Г. — Опыт применения зацепления М. Л. Новикова	4	32	Тихомиров Я. В. — Расчет поршневых головок шатунов на прочность	3	32
Мозохин Н. Г., Сыркин П. Э. — Двигатель автомобиля ГАЗ-13 «Чайка»	1	4	Токарев А. А. — Об оценке тяговых качеств автобусов городского типа	11	23
Морозов А. Г. — О теплопередаче в карбюраторном двигателе	1	23	Трусов С. М. — О некоторых вопросах проектирования комплексных гидротрансформаторов	11	30
Надеждин Г. В. — Колесо для исследования работы автомобильных шин	9	35	Ульянов Н. А., Михайлов Б. И. — Работа ведущего эластичного колеса на деформирующем грунте	5	25
Нарбут А. Н. — Об улучшении формы лопаток одноступенчатого комплексного гидротрансформатора	3	5	Фалькевич Б. С., Кузнецов А. П. — Тяговые качества газотурбинного автомобиля	3	10
Нарбут А. Н. — Кп.д. планетарного механизма двух- и трехступенчатых коробок передач легковых автомобилей	8	15	Фиттерман Б. М. — Весовой анализ микроавтомобилей	4	3
Новопольский В. И. — Соппротивление автомобильных шин качению при высоких скоростях	10	21	Фрезинский М. Л. — О напряжении, развиваемом катушкой зажигания	3	19
Осепчугов В. В. — Планировка пассажирского помещения городских автобусов	5	14	Харитонов Н. П. — Влияние некоторых технологических факторов на характеристику гидротрансформатора	7	18
Островский Н. Б. — Эксплуатационные требования к конструкции автомобилей, прицепов и полуприцепов	4	1	Хэ Цзи-цзэн — Резонансные режимы работы силовой передачи автомобиля ГАЗ-21В	11	26
Платонов В. Ф. — Особенности применения пластмассовых подшипников без смазки	3	23	Хуан Ши-линь — Автоколебания в трансмиссии, вызванные трением в дифференциале	6	14
Платонов В. Ф. — К расчету подшипников скольжения из пластмасс	7	24	Хуан Ши-линь — Условия работы дифференциалов	10	14
Пономарев Н. Н. — Оценка качества пыли при испытаниях воздухоочистителей	3	16	Чапчаев А. А., Карпов К. В., Маскенсков К. М. — О впрыске бензина на двигателе ГАЗ-12	10	4
Проскурня Ф. А., Казаков В. А. — Семейство тягово-сцепных приборов автопоездов	5	22	Чередниченко Ю. И. — Влияние характеристики гидротрансформатора и веса автомобиля на топливную экономичность	4	26
Прутчиков О. К. — Параметры подвесок грузовых автомобилей повышенной проходимости	3	14	Чернышев Е. П. — Новая конструкция фильтров тонкой очистки топлива	7	23
Рафаильский Ф. Г. — О включении и выключении гидравлических вращающихся цилиндров	2	6	Цимбалин В. Б. — О методах экспериментальной оценки и критериях качества подвески	7	7
Резвов К. М., Павлючук А. И., Воложанинов Н. И., Школьник А. М., Панин Г. И., Яковлев И. С. — Пластмассовые поплавки карбюраторов	2	26	Шендерович Я. М. — Восьмицилиндровый V-образный двигатель ЗИЛ-130	4	10
Рипиану А. — Новый метод определения частот собственных колебаний крутильных систем однородных рядных двигателей	10	25	Шкунина Н. М., Золотаревский В. С., Черняк Б. Я. — О повышении экономичности карбюраторного двигателя на частичных нагрузках	12	9
Розанов В. Г., Брыков А. С. — Инерционные тормоза с электромагнитным приводом для прицепов	6	16	Школьников М. Б. — Расчет оснований несущих кузовов автоприцепов	8	6
Ротенберг Р. В. — Проблемы развития подвески автомобиля	5	4	Школьников М. Б. — Исследование прочности несущего кузова-фургона	10	17
Свиридов Ю. Б., Шатров Е. Б., Корси Е. К. — Стереорегистрация при исследовании процессов сгорания топлива в двигателях	4	14	Шухов О. К. — Сущность процесса компенсации в эмульсионном карбюраторе	1	8
Семенов В. М., Армадеров Р. Г. — Влияние положения ведущего моста на нагрузки в трансмиссии	1	26	Шуки М. М. — Расчет упругих элементов тягово-сцепных устройств автомобилей	8	1
Семенов В. С. — Вращение поршневого кольца в канавке	10	13	Элиава А. Х. — Планировка и оборудование лабораторий для испытания двигателей с помощью радиоактивных изотопов	3	34
Сергеев Н. М. — Измерение расхода топлива из поплавковой камеры карбюратора	9	34	Элиава А. Х. — Методика применения радиоактивных изотопов для исследования износа деталей карбюраторного двигателя	9	30
			Яценко Н. Н. — Некоторые вопросы совершенствования подвески автомобилей	7	6

Технология

- Амосов В. Н., Потанин С. Л. — Высококремнистый алюминиевый сплав для поршней двигателей ЯМЗ 4 33
- Амосов В. Н., Померанц Д. М., Гончаров Я. П. — Выбор контролируемых атмосфер для защиты от обезуглероживания при отжиге перлитного ковкого чугуна 12 28
- Белокриницкий В. В. — Транспортировка и хранение штампов в прессовых цехах 4 35
- Белокриницкий В. В. — О применении толкающих конвейеров 5 37
- Богданов С. Е. — Механизация литья по выплавляемым моделям и пути его автоматизации 1 36
- Бурштейн Д. Е. — Усовершенствование сборочных процессов 6 33
- Вальчук Т. А., Мышеиков Д. П. — Травильно-защитный раствор ТЗР-30 7 29
- Вандышев Н. П. — Прошивка внутреннего шестигранника малого размера на токарном автомате Горавецкий Н. И. — Применение хонингования отверстий в закаленных шестернях вместо шлифования 6 35
- Горюнов Л. Г. — Пневматическое приспособление для фрезерования трех плоскостей корпуса масляного насоса 8 30
- Гуськов А. В., Шехтер В. Я., Бышова Н. С. — Типовые технологические процессы изготовления деталей кузова в серийном и мелкосерийном производствах 12 27
- Дмитриева А. А., Кокин С. Д. — Шаблоны для окраски кузова в два цвета 5 28
- Ефремов С. И. — Пластмассовые штампы для крупных автомобильных деталей 8 33
- Зибенберг А. И., Поляков А. С. — Полуавтомат для зачистки заусенцев и литников картеров 7 30
- Зорина Н. С., Патрина Н. А. — Металлокерамический магнитно-мягкий материал для деталей электрооборудования автомобиля 4 37
- Казменко Д. В. — Перегрузчик для рольгангов 2 38
- Казменко Д. В. — Устройство для навешивания передних осей на подвесной конвейер 9 43
- Казменко Д. В. — Устройство для снятия передних осей с подвесного конвейера 10 35
- Кардашин Л. И., Казанцев В. С. — Улучшение качества механической обработки поверхности поршневых пальцев 11 38
- Киселев А. Н., Мошков В. Ф. — Автоматическая подача ленты в штамп 10 35
- Коршунов Б. С. — Заточка и доводка твердосплавного режущего инструмента алмазными кругами 8 34
- Куховаренко Б. И., Палеев М. И. — Механизация транспортировки блока цилиндров 6 36
- Лебединский Н. П. — Пути повышения производительности и точности шлифования на многокаменных станках 1 38
- Лебединский Н. П. — Режимы абразивной обработки литья автомобильных деталей 3 38
- Метелица А. В. — Приспособление для притирки тормозной ленты 12 32
- Мышенков Д. П., Кротов И. А. — Устранение разрушений нитрозмала в зоне сварных швов 11 36
- Натазон Е. И., Тельнов Г. М. — Статическая и усталостная прочность полусосей грузовых автомобилей 4 35
- Никитин С. А. — Автоматическая многоточечная сварка при сборке кузовных узлов на заводах Англии 2 36
- Новокрещенов М. М., Подвольский Л. И. — Конденсаторная сварка остовов сидений автомобилей 12 29
- Реззов К. М., Павлючук А. И., Панин Г. И., Вологжанинов Н. И., Школьник А. М., Яковлев И. С., Волков Л. И. —

- Сварка пластмассовых поплавок карбюраторов т. в. ч. 5 41
- Рокитский Е. Е., Ставицкий И. М., Высокопроизводительная полуавтоматическая установка для одновременного срезания фасок на нескольких отверстиях 9 38
- Ставицкий И. М. — Автоматизация бесцентрового шлифования 3 42
- Титов Н. Д. — Автоматическая установка для выбивки залитых форм отливков блока цилиндров 10 34
- Уриисон Я. Е. — Обточка шестерен с установкой на три технологических отверстия 8 32
- Хапкина В. В., Пилацкий П. О. — Автомат для сборки крестовин карданного вала 11 37
- Цырлин М. И., Гуревич В. З. — Опыт терморадикационной сушки кузовов 2 38
- Чернышева С. В., Еремин Ф. П. — Термическое улучшение поршневых пальцев с нагревом т. в. ч. 2 40
- Шакурин В. А. — Станок для притирки краевиков воздушной и водяной систем автомобиля 11 36
- Шепеляковский К. З. — Исследование деталей из стали с пониженной прокаливаемостью, подвергнутых поверхностной закалке 2 33
- Эренкранц Л. Г. — Инструменты для обработки точных отверстий 1 39
- Якиманский В. В., Шляпин Н. А., Киричинский И. И., Шкляров И. Н., Калашников С. Н. — Новая технология изготовления спирально-конических колес с применением метода горячего накатывания зубьев 9 39

Информация

- Атоян К. М. — Автобус ЛАЗ-697 «Турист» 3 44
- Атоян К. М. — Венгерские автобусы 12 39
- Басов М. И. — Состояние и перспективы развития производства поршневых колец для автомобильных и тракторных двигателей 10 43
- Бекман В. В. — Карбюраторы спортивных и гоночных автомобилей 3 44
- Бекман В. В. — Коробки передач гоночных и спортивных автомобилей 11 44
- Богданов Г. П. — Особенности последних конструкций подвесок легковых автомобилей 7 35
- Брыков А. С., Оржевский И. С. — Предотвращение блокирования колес при торможении 9 46
- Вышка Карел — Чехословацкая автомобильная промышленность и перспективы ее дальнейшего развития 11 39
- Гилула М. Д. — Карьерные автомобил-самосвалы за рубежом 6 41
- Гусаров Л. Н., Шухов О. К. — Карбюраторы Иков 4 39
- Захаров Н. Н., Васильев Т. И., Квашнин Н. Н. — Бумажный фильтр ЛБФ для тонкой очистки топлива 1 43
- Кейвал Зденек — Основные требования к кузову автомобиля 12 35
- Зоров Б. И. — Польские легковые автомобили 4 38
- Лялин Д. В., Атоян К. М., Юшманов А. Н. — Легковые автомобили и автобусы на Женевской автомобильной выставке 1960 г. 8 36
- Малышев Г. А. — Опыт внедрения пластмасс в автобустроение 6 45
- Марцыновский Л. Я., Сорочан Ю. П. — Совещание по автомобильным поездкам высокой проходимости 7 39
- Миняйлов В. Ф. — Зарубежные бензонасосы с электроприводом 8 35
- Митрофанов А. А. — Новый регулятор фирмы Джнэмси 4 42
- Никитин В. К. — Новый английский малолитражный автомобиль Остин-7 7 42
- Резников А. С. — Автобус САН 2 41
- Резников А. С., Москалев В. Н. — Порошковые электромагнитные муфты — сцепления автомобилей 2 42

	№ жур- нала	Стр.	Научно-исследовательские и экспериментальные работы, выполненные институтами и заводами автомобильной промышленности	№ жур- нала	Стр.
Сметнев Н. Н. — Способ облегчения пуска зарубежных автомобильных двигателей с воспламенением от сжатия при низких температурах	9	44			
Сорокин В. К. — Металлокерамические поршневые кольца	10	38	Перечень № 1	1	44
Сорочан Ю. П. — Зарубежные конструкции опорно-сцепных устройств	7	32	Перечень № 2	8	43
Усанов Д. Д., Эрман Т. Б. — Электрооборудование микролитражных автомобилей фирмы Фиат	5	43	Перечень № 3	10	44
Хорин А. Д. — Совещание о потребности народного хозяйства в специализированном автомобильном транспорте	5	45			
Хорин А. Д., Воробьев А. В. — Всесоюзное совещание о методах и аппаратуре для испытаний автомобилей и их узлов	10	41	Критика и библиография		
Шамаш Н. М., Максимов В. И. — Опыт использования авто- и электропогрузчиков	10	39	Введенский Т. А. — Рецензия на книгу К. Венсана, В. Гроссена «Курс на автоматизацию», Изд-во иностр. лит-ры, М. 1959	2	46
			Гиршберг Н. М. — Рецензия на книгу Л. А. Егорова, В. Г. Розанова «Автомобильные поршневые компрессоры», Машгиз, 1958	1	45
			Григорьев М. А. — Рецензия на книгу Г. П. Покровского «Автомобильные и тракторные центрифуги», Машгиз, 1959	10	45
			Юдин Ю. Н. — Рецензия на книгу Ю. Мацкерле «Автомобильные двигатели с воздушным охлаждением», Машгиз, 1959	7	45

ЭКОНОМИЯ ВРЕМЕНИ путем

двусторонней точной шлифовки массовых машинных деталей в одной рабочей позиции как например:

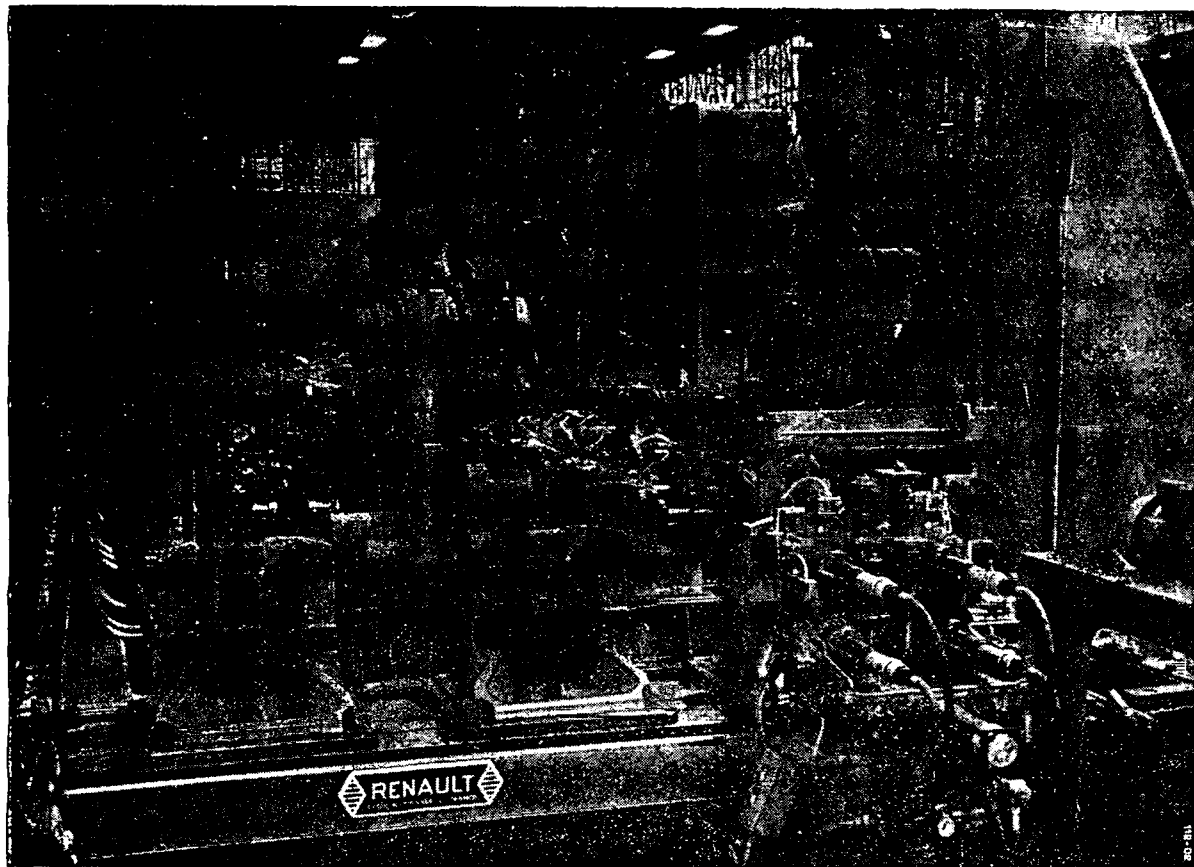
колец шарикоподшипников, стопорных колец (Зеегер), дисковых муфт, клапанных створок и проч.

Шлифовальные станки типов DDS с вертикальными валами, диаметр шлифовального круга 300–900 мм. Выпускаются также станки с горизонтальными валами.

Наш завод является контрагентом фирмы Станкомпорт, Москва, на протяжении многих лет.



DISKUS WERKE
FRANKFURT AM MAIN
AKTIENGESELLSCHAFT
FRANKFURT/M-FECHENHEIM ФРГ

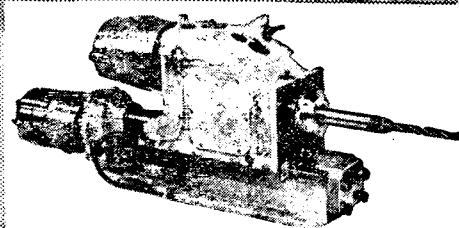


Эта автоматическая линия, первая из серии линий, доставленная в С.С.С.Р. государственными заводами «РЕНО», самым крупным предприятием по изготовлению специальных агрегатных станков во Франции.

Автоматическая линия состоит из 4-х агрегатов на которых находятся 14-ть электромеханических силовых головок и 7-мь контрольных устройств для обработки крышки коробки передач грузовых автомобилей. 36 рабочих операций выполняются одновременно.

6000 электромеханических силовых головок, 500 агрегатов, 230 агрегатов с поворотным столом, 150 автоматических линий, выпущены заводами «РЕНО» и применяются во многих странах мира в самых разнообразных отраслях промышленности, среди которых: изготовление холодильников, электродвигателей и электрической аппаратуры, нефтяных трубопроводов, различных вентиля и фланцев, машин для текстильной промышленности, швейных машин, машин для изготовления бумаги, тепловых двигателей различных мощностей, легковых и грузовых автомобилей, мотороллеров, сельскохозяйственных машин, железно-дорожного инвентаря и т. п.

Для всех дополнительных сведений писать
ФРАНЦИЯ, RENAULT DIVISION MACHINES-OUTILS
 8-10, avenue Émile-Zola, Billancourt (France)



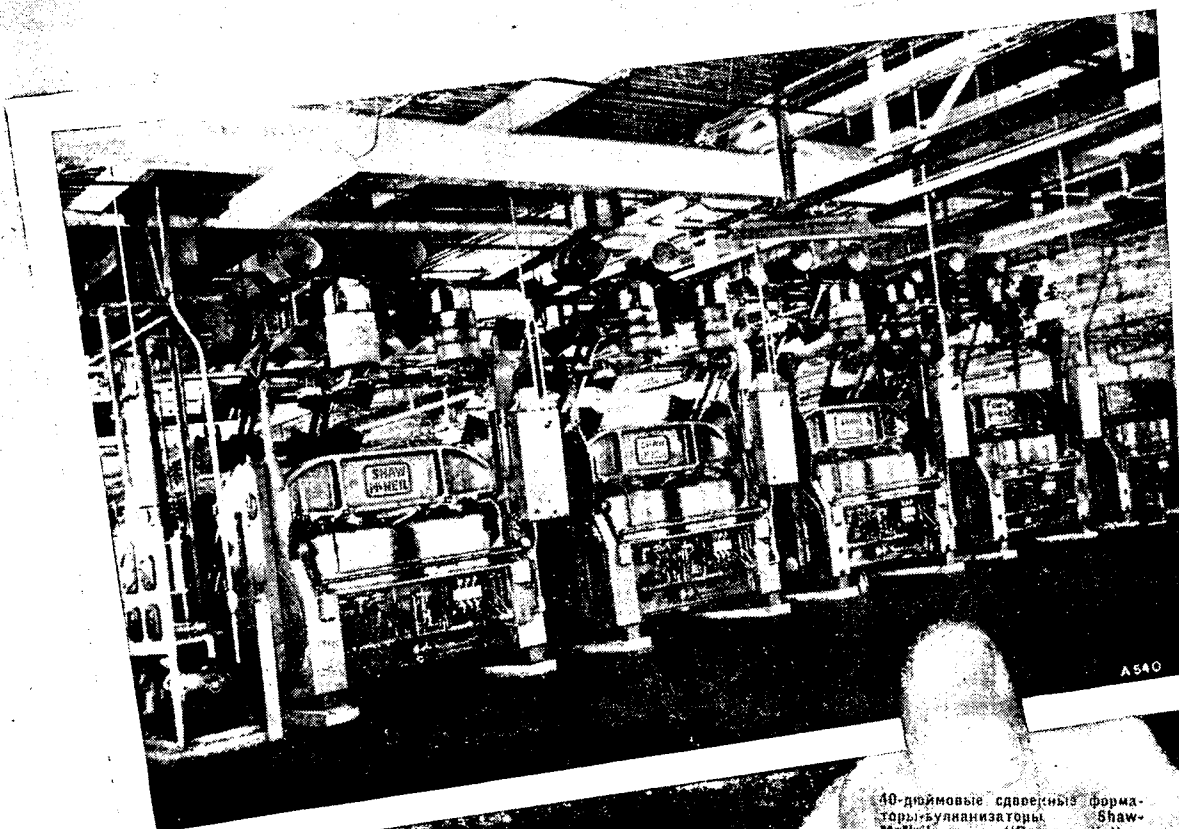
Электромеханические силовые головки «РЕНО» выполняют в автоматическом цикле различные операции как например: сверление, зенкерование, расточку, фрезерование, обточку, внутреннюю и наружную резьбу.



за каждой машиной выпускаемой заводом

Francis Shaw СТОЯТ

Исследовательская и Проектная Работы
и Передовая Производственная Техника



Постоянно проводимая исследовательская работа и конструктивные усовершенствования, тесное сотрудничество с потребителями, передовое проектирование, применение высококачественных материалов . . . все это вместе с многолетним опытом способствует созданию машин для производственных процессов с непревзойденными рабочими характеристиками.

40-дюймовые двоярные форматоры-вулканизаторы Shaw-McNeil типа "Bag-o-matic" с откидывающейся над верхней частью котла, оборудованные подвесными конвейерами для автоматической загрузки и разгрузки показаны в работе на шинном заводе.

В числе конструктивных особенностей вулканизаторов "Бэг-о-матик" находятся следующие:

Серия выпускаемых типоразмеров охватывает все размеры шин

★ Автоматическая загрузка и разгрузка, или только автоматическая разгрузка, снижают расходы рабочей силы

★ Непрерывное одинаковое время, требующееся для вулканизации и открывания ускоряет производство



Francis Shaw

FRANCIS SHAW & COMPANY LIMITED MANCHESTER II АНГЛИЯ

Телегр. адрес: "CALENDER" MANCHESTER - Телефон: EAST 1313 - Телекс: 66-357

Адрес лондонской к-ры: 22, Great Smith Street London SW1 - Телефон: Abbey 3245

Телегр. адрес: Vibrate London - Телекс: 22250

Адрес канадского отделения: Francis Shaw (Canada) Ltd Grahams Lane Burlington Ontario

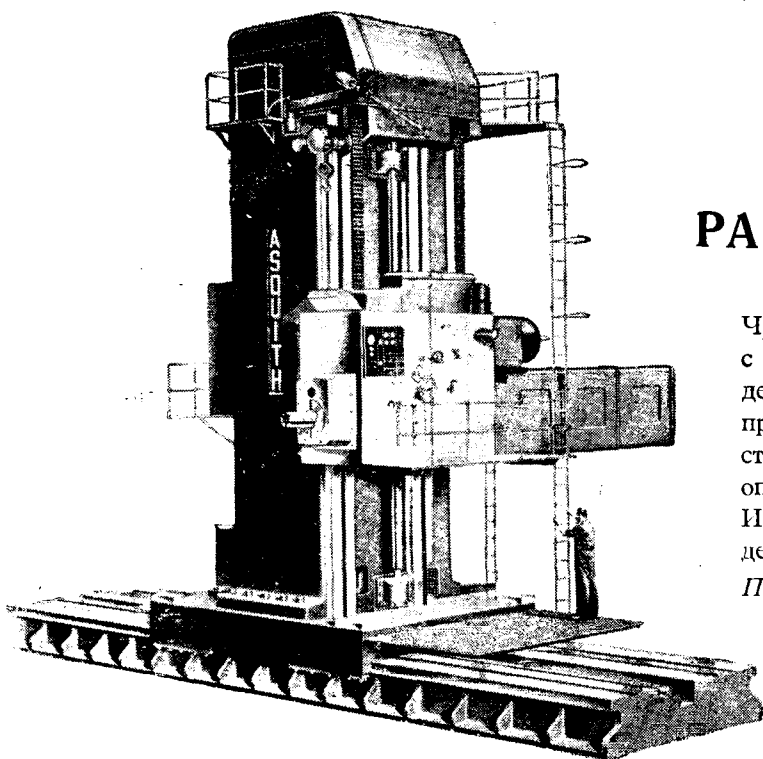
Телефон: Nelson 4-2350 - Телегр. адрес: Calender Burlington Ontario - Телекс: Canada Calender Hamilton 021/662

ПРЕДСТАВИТЕЛЬСТВА ФИРМЫ ВО ВСЕХ СТРАНАХ МИРА

Вологодская областная универсальная научная библиотека

www.booksite.ru

НАДЕЖНЫЕ СТАНКИ ДЛЯ



ФРЕЗЕРНЫЕ И РАСТОЧНЫЕ СТАНКИ

Тип RT

Чрезвычайно мощный устойчивый станок, с электронным управлением, со шпинделем, смонтированным в прямоугольном призматическом ползуне, для производства тяжелых фрезерных и расточных операций.

Изготавливаются трех размеров со шпинделем диаметром от 153 до 253 мм.

Подробные данные охотно высылаются по запросу.

WILLIAM ASQUITH LTD.

Завод: HALIFAX, YORKS, АНГЛИЯ
HALIFAX HOUSE, STRAND, LONDON, W.C.2.
АНГЛИЯ

Телефон: Trafalgar 7224-6 Телеграммы: Drillmach, London

MAXICUT

ЗУБОСТРОГАЛЬНЫЕ СТАНКИ

Высокопроизводительные мощные станки для нарезания зубчатых колес с прямым и спиральным зубом, зубчатых колес с внутренним зацеплением и всевозможных звездчаток с фасонными профилями. Применение таких станков дает возможность обеспечить высшую степень точности продукции и минимальную затрату времени на переходы от производства одного изделия на другое.

Запросы направляйте по адресу:

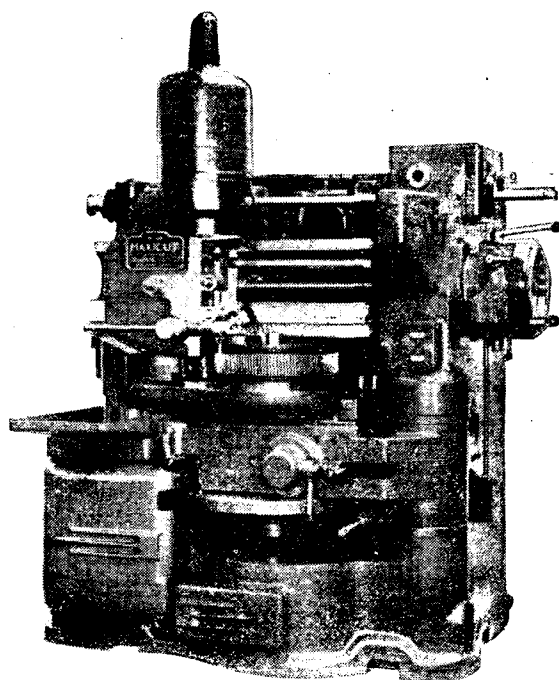
DRUMMOND BROTHERS LTD.

Завод: GUILDFORD, SURREY, АНГЛИЯ

HALIFAX HOUSE, STRAND, LONDON, W.C.2. АНГЛИЯ

Телефон: Trafalgar 7224-6

Телеграммы: Drillmach, London



МАКСИМАЛЬНОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ



S.S. White

Гибкие тросы для присоединения спидометров и тахометров

Характеристики гибких тросов фирмы S. S. White

Все гибкие тросы фирмы S. S. White производятся в Англии на машинах, сконструированных и изготовленных фирмой S. S. White. Производство находится под американским наблюдением, обеспечивающим высокий уровень и постоянно качества тросов. Характеристика гибких тросов фирмы S. S. White:

Гибкость — свойство троса прилегать под собственным весом к поверхностям испытательного стенда.

Сопротивление кручению — восприятие тросом нагрузки, вдвое превышающей расчетную.

Деформация при кручении — угол поворота сечения троса на единице его длины при приложении единицы нагрузки. Деформация тросов фирмы S. S. White настолько мала, что может быть измерена только особо чувствительными приборами.

Допустимый момент кручения — рабочий крутящий момент в кг/см, который приводной трос может передать. Для тросов фирмы S. S. White эта величина установлена приблизительно равной 25 % от разрушающей нагрузки,

Разрушающая крутящая нагрузка — нагрузка,

при которой трос привода разрушается или скручивается с остаточными деформациями.

Гистерезис вращения — работа, затрачиваемая на преодоление внутреннего трения разгруженного троса.

Минимальный рабочий радиус — радиус наименьшего изгиба, при котором может работать трос данного размера и типа.

Как эти характеристики достигаются?

Характеристики гибких тросов фирмы S. S. White обеспечиваются:

- 1) Качеством применяемой проволоки,
- 2) Количеством жгутов троса,
- 3) Количеством и толщиной проволок в каждом жгуте,
- 4) Созданием запаса прочности,
- 5) Широко проводимыми испытаниями.

Изготавливаемым гибким тросам придаются необходимые свойства различным сочетанием показателей приведенной характеристики. Гибкие тросы фирмы S. S. White поставляются разных типов для удовлетворения различных нужд.

С запросами обращайтесь по адресу:

S.S. White

THE S. S. WHITE DENTAL MFG. CO. (G.B.) LTD.
INDUSTRIAL DIVISION
Britannia Works, St. Pancras Way, London, N.W.1., Англия