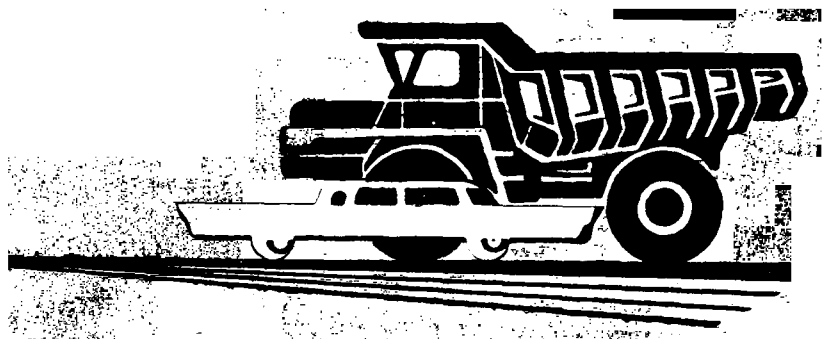


7

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

1970

7



СОДЕРЖАНИЕ

И. С. Лунев — Автомобилестроение и смежные отрасли	1
--	---

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

И. Я. Райков, Ю. А. Старшинов — Дифференцированная подача масла в двухтактных двигателях	3
А. А. Чапчаев, В. М. Туляков — К уточнению метода расчета поршневых головок шатунов автомобильных двигателей	4
Н. Ф. Метлюк — Автоматическое регулирование тормозных сил автомобиля	7
А. А. Малюков — О расчете рабочего объема гидравлического механизма блокировки дифференциала	9
А. Н. Островцев, А. Д. Дербаремдикер — О проблеме оптимизации взаимодействия человека и автотранспортной техники	12
А. Г. Шмидт — Влияние некоторых факторов на показатели скоростных свойств легкового автомобиля	16
А. Ф. Мащенко — Статическая и статистическая характеристики тормозов автомобилей	17
М. С. Масандов — Крутильные колебания в трансмиссии автомобиля с учетом реактивных связей	21
И. Н. Успенский — Определение жесткости рычажной подвески	23
В. В. Чумаков — Определение минимально необходимого пробега при измерениях параметров режима работы автомобиля	26
Я. Е. Фаробин — Особенности криволинейного движения автомобилей с передним приводом колес	29

ТЕХНОЛОГИЯ

А. А. Рыжиков, С. З. Злотин, И. Б. Казаринов — Повышение эффективности работы машины литья под давлением путем двойного прессования	31
М. Я. Телис, Н. А. Горбачев — Отливка коромысел клапанов из чугуна с дифференцированной структурой для двигателя «Москвич-412» методом точного литья по выплавляемым моделям	33
Э. В. Сенькевич, М. М. Клаз, М. И. Стронгин — Очистка отработавших газов от паров растворителей в сушильных установках газового обогрева	35
В. П. Костенко, Э. Г. Галкин, В. И. Архипов — Расчет геометрии шлифовального круга для обработки канавок на чашке шарнира Рцеппа с угловым контактом	36
С. Е. Фрид — Автоматизация проектирования протяжного инструмента с помощью ЭЦВМ	37

ИНФОРМАЦИЯ

Л. Я. Марцынвский, Ю. П. Сорочан — Конструкции осей и тележек зарубежных прицепов и полуприцепов	39
А. В. Костров — Новые автомобили японской фирмы Тоё Когийё	42
А. В. Петров — Гидромеханические трансмиссии грузовых автомобилей США	44
Рефераты статей	48

Главный редактор К. П. ИВАНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

Адрес редакции:

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

ИЗДАТЕЛЬСТВО «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Технический редактор Л. П. Гордеева

Корректор Н. И. Шарункина

Сдано в набор 7/VI 1970 г.
Печ. л. 6,0 Бум. л. 3,0

Подписано в печать 23/VI 1970 г.
Уч.-изд. л. 9,5 Тираж 11737 экз.

Т-06973
Формат 60 × 90/8 Зак. 1697

Типография изд-ва «Московская правда»

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

7
ИЮЛЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1970

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА АВТОМОБИЛЬНОЙ
ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Год издания XXXVI

УДК 629.113+65.012.65

Автомобилестроение и смежные отрасли

Канд. техн. наук И. С. ЛУНЕВ

НАМИ

ЭКСПЛУАТАЦИОННО-ТЕХНИЧЕСКИЕ показатели современных автомобилей в значительной степени зависят от качества применяемых материалов.

За последние 20 лет специалисты автомобильной промышленности и смежных отраслей проделали большую работу по внедрению новых материалов для повышения прочности, надежности и топливной экономичности отечественных автомобилей, что сократило затраты на их эксплуатацию.

Однако требования автомобильной промышленности к качеству материалов и комплектующих изделий были и остаются выше возможностей смежных отраслей.

Большое количество деталей, составляющее 75% сухого веса грузового автомобиля и 83% легкового, изготавливается из металла. Поэтому максимальной грузоподъемности автомобиля при небольшом его собственном весе можно достичь тремя путями: заменой черных сплавов легкими цветными, металлов пластмассами и применением черных металлических сплавов с более высокими, чем раньше, эксплуатационными свойствами.

В этом направлении уже достигнуты определенные успехи.

Все блоки цилиндров четырехцилиндрового рядного двигателя ЗМЗ-21, восьмицилиндровых V-образных двигателей автомобилей ГАЗ-53А, ГАЗ-66 и ГАЗ-13, а также двигателя ЗИЛ-114 отливают из алюминия. Картер коленчатого вала двигателя для автомобиля «Запорожец» отливают из магниевого сплава. Из алюминиевых сплавов изготавливают рабочие колеса гидротрансформаторов гидромеханических коробок передач на Белорусском автозаводе и Львовском автобусном заводе.

По предложению автомобилестроителей цветная металлургия организовала производство высококачественных алюминиевых сплавов АЛ30, АЛ25, АК21 и ВКЖЛС-2, которые позволили улучшить качество поршней автомобильных двигателей. Однако в несущих системах (рамах грузовых автомобилей, основаниях каркасов автобусных кузовов, прицепах и цистернах) алюминиевые сплавы применяются в крайне ограниченных масштабах.

Вместе с тем перспективы дальнейшего использования легких сплавов очень широки. Автомобильная промышленность заинтересована в биметаллических тормозных барабанах (алюминий — чугун) и тормозных колодках, радиаторах системы охлаждения воды и масла из алюминиевых сплавов, шатунах автомобильных двигателей из титанового проката.

Для повышения ресурса агрегатов шасси и несущих систем при одновременном снижении сухого веса автомобилей важны работы по созданию новых черных сплавов. Наиболее результативными были работы по созданию низколегированных сталей для лонжеронов автомобильных рам.

Новые стали для автомобильных рам внедрены на Минском автозаводе и автозаводе им. Лихачева (стали 19ХГС и 30Т), на Горьковском автозаводе (сталь 12ГС для поперечин). Их внедрение дало годовой экономический эффект около 800 тыс. руб. за счет повышения срока службы рам и снижения затрат на текущий ремонт.

Новые стали с высокими физико-механическими и технологическими свойствами внедрены на Горьковском автозаводе для поворотных кулаков (сталь 20ХГР) и на автозаводе им. Лихачева — для полуосей (сталь 40ХГР), что обеспечило высокий экономический эффект. Кроме того, на Московском автозаводе им. Лихачева для изготовления шатунов успешно применяется сталь 40Р (с бором).

Определенным достижением черной металлургии было освоение тонколистовой стали для штамповки с глубокой вытяжкой.

Налажено производство высококачественной закаленной проволоки из шлифованной катанки для пружин ответственного назначения, изготавливаемых заводом «Красная Этна».

Важное значение для автомобильной промышленности имеют материалы, выпускаемые нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленностью. За период с 1965 по 1970 г. производство автомобильных шин увеличилось более чем в 2 раза, при этом значительно расширен ассортимент шин. Организован выпуск крупногабаритных шин специального назначения с регулируемым давлением воздуха, широко-

ВОЛОГОДСКАЯ
областная библиотека
им. И. В. Гусева

профильных повышенной проходимости (для замены двойных шин) и арочных шин.

Для развития конструкций стандартных шин легковых автомобилей большое значение имел переход от четырехслойного каркаса к более эластичному двухслойному.

В результате улучшения качества материалов и совершенствования конструкций самих шин значительно улучшены технико-экономические показатели последних. Например, за прошедшее десятилетие срок службы шин повысился в 1,2—2 раза, несмотря на увеличение нагрузок и скоростей движения, грузоподъемность увеличилась на 15—20%, сопротивление качению снизилось на 10—15%, дисбаланс и биение уменьшены примерно на 15%, а вес — на 20—25%. Это позволило повысить эксплуатационные качества автомобиля в целом: тяговую динамику, плавность хода, устойчивость и управляемость, топливную экономичность.

На основе требований автомобильной промышленности разработаны рекомендации по применению новых резин для резино-технических изделий, идущих на комплектацию автомобилей, предназначенных для эксплуатации в условиях низких температур, а также по увеличению срока службы резино-технических изделий.

В соответствии с требованиями автомобильной промышленности нефтеперерабатывающая промышленность расширила ассортимент выпускаемых бензинов, дизельного топлива, моторных и трансмиссионных масел, смазок и специальных жидкостей. В последние годы разработан процесс производства высокооктанового малосернистого компонента — платформата для бензинов А-76 и АИ-93 и освоен процесс получения дизельного топлива методом каталитического крекинга. Примерно в 2 раза снижено содержание серы в дизельном топливе.

После разработки эффективных отечественных присадок, таких, как алкилфенольная ВНИИ НП-360, сульфонатные СБ-3 и ПМС, тиофосфатные ДФ-1 и ДФ-11 и др., качество моторных масел значительно улучшилось. Масла с этими присадками обеспечивают удовлетворительную работу автомобильных двигателей.

Значительно повышается качество автомобилей при использовании материалов, разработанных химической промышленностью. Ассортимент пластмасс, выпускаемых для автомобилестроения, за последние годы расширился в 4 раза. За период с 1965 по 1970 г. потребление пластмасс на один легковой и один грузовой автомобиль выросло примерно в 3 раза, а на один автобус — на 30%.

Новые полиамидные материалы позволили создать шарниры привода рулевого управления, которые хорошо работают в течение длительного времени со смазкой, заложенной при их изготовлении. Использование пенополиуретанов для отделки салона легковых автомобилей (подлокотники, панели приборов), улучшило комфортабельность и повысило безопасность пассажиров и водителя. Разработка клеевых композиций и применение клея для присоединения фрикционных накладок к колодкам тормозных механизмов вместо заклепок позволили повысить срок службы накладок до 50%, устранить вибрации накладок и повысить эффективность процесса торможения в целом.

Развитие производства новых пластмасс обеспечит в ближайшем будущем дальнейшее расширение номенклатуры деталей, изготавливаемых из них. К таким деталям в первую очередь относятся топливные баки, шестерни механизма распределения и масляных насосов, подшипники скольжения шасси автомобиля, крыльчатки вентиляторов, шкивы, некоторые виды манжетных уплотнений (например, для амортизаторов и гидропневматических подвесок) и др.

Наиболее перспективно дальнейшее развитие работ по применению пластмасс для изготовления панелей кузовов легковых автомобилей и кабин грузовых автомобилей.

Теоретически при замене металлических кабин и кузовов пластмассовыми можно было бы уменьшить вес «Москвича» на 280 кг, ГАЗ-24 — на 430 кг, ЗИЛ-130 — на 300 кг и МАЗ-500 — на 310 кг.

При создании цельнопластмассового бескаркасного кузова снижение веса легкового автомобиля дает значительную экономию стального листа. Пластмассовый кузов, сохраняя необходимую прочность и срок службы, может быть на 30% легче стального.

Рулонные армированные пластики-полуфабрикаты на основе стекловолна и растительных волокон в сочетании с производимыми методами прессования могут обеспечить изготовление пластмассовых панелей для кабин грузовых автомобилей и кузовов легковых автомобилей уже в недалеком будущем.

Легкая промышленность расширила также ассортимент обивочных материалов. Высококачественные поливинилхлоридные пористые кожи на трикотажной основе, не уступая натуральной коже по внешнему виду и эластичности, имеют больший срок службы (100—150 тыс. км). Хорошо зарекомендовали себя обивочные материалы из моноволокна пропилена. Разработаны грязеотталкивающие вещества для покрытия обивочного материала.

У прокладок, изготовленных из нового высококачественного материала — искожкартона, являющегося полноценным заменителем натуральной пробки, в 2,5 раза больший срок службы, значительно более высокая устойчивость к набуханию, хорошая бензо- и маслостойкость и т. п. Кроме того, такие прокладки не разрушаются при многократной разборке узлов и агрегатов.

Конструкции отечественных автомобилей, непрерывно развиваясь, достигли высокого совершенства. По большинству эксплуатационно-технических показателей они находятся на уровне мировых образцов автомобильной техники, а по ряду показателей (надежность и долговечность в тяжелых условиях эксплуатации и обслуживания, проходимость) превосходят их.

Достижения отечественной автомобильной промышленности дают возможность непрерывно повышать рентабельность автомобильного транспорта, т. е. снижать эксплуатационные расходы и себестоимость перевозок.

В настоящее время на автомобильных заводах и в научных исследовательских институтах продолжается работа по созданию новых материалов и еще более совершенных типов и моделей автомобильного подвижного состава, наиболее полно отвечающего современным технико-эксплуатационным требованиям и в возможно большей степени соответствующего условиям эксплуатации в нашей стране.

Дифференцированная подача масла в двухтактных двигателях

Канд. техн. наук И. Я. РАЙКОВ, Ю. А. СТАРШИНОВ

Московский автомеханический институт

Для смазки двухтактных мотоциклетных двигателей масло добавляют в топливо из расчета потребности в нем на режиме номинальной мощности, что составляет обычно $1/20$ — $1/25$ от расхода топлива. Практикой установлено, что на частичных нагрузках потребность в масле снижается до пропорции $1/100$ и даже $1/200$. Поэтому на самых ходовых режимах мотоциклетные двигатели работают с большим перерасходом масла, а отработавшие газы их имеют повышенную токсичность.

Чтобы устранить указанный недостаток обычного способа смазки двухтактных двигателей, в настоящее время все чаще стали применять принудительную подачу масла непосредственно к трущимся парам или вводить его в поток горючей смеси с помощью насосов. Для этой цели применяют специальные маслодозировочные насосы, которые позволяют дифференцировать подачу масла в зависимости от режима работы, причем размер дозы и расход масла уменьшаются по мере снятия нагрузки. В двигателях с рабочим объемом цилиндров 100 — 200 см^3 абсолютный расход масла составляет при этом около 5 — $10\text{ см}^3/\text{ч}$, вследствие чего непрерывная подача смазки дозированными порциями сильно осложняется. Возникают и специфические требования к насосам.

Существующие маслодозировочные насосы, например, известных фирм Бош (ФРГ) и Ямаха (Япония), являются плунжерными распределительного типа. Особенность первых состоит в том, что плунжер их совершает одновременно возвратно-поступательное и вращательное движения, обеспечивая этим дозирование и распределение масла по цилиндрам. В насосах фирмы Ямаха масло дозируется изменением хода плунжера.

При использовании метода дифференцированной подачи масла в конструкции мотоциклов предусматривают специальную систему смазки. Такая система обычно состоит из отдельного масляного бака, дозирочного насоса и маслопроводов.

Изменение подачи масла дозирочным насосом в зависимости от нагрузки двигателя достигается механической связью (обычно тростником) органов управления насосом с рукояткой привода дросселей (золотников) карбюратора.

Основу системы смазки двухцилиндрового двигателя Ямаха составляет плунжерный маслодозировочный насос с вращающейся распределительной гильзой и редуктором (рис. 1).

Корпус 1 насоса выполнен разъемным. С масляным баком он соединяется через штуцер 2 и снабжен двумя выходными штуцерами 3 для подачи масла во впускные тракты кривошипных камер. Штуцеры 3 прикрепляются болтами 4, в которых размещены нагнетательные шариковые клапаны 5, нагруженные легкими пружинками 6. Кроме нагнетательных, в корпусе предусмотрен также клапан 7 удаления воздуха из рабочей полости насоса. Редуктор представляет собой винтовую пару с передаточным отношением $32:1$. Его ведомое зубчатое колесо 8 с косыми зубьями свободно посажено на распределительную гильзу 9, которую с помощью двух подпружиненных штифтов 10 зубчатое колесо может вести только в одну сторону. Штифты 10 размещены в радиальных отверстиях буртика гильзы и входят в выемки со скошенными кромками, сделанные в теле зубчатого колеса 8 так, что позволяют проворачивать

гильзу от фруки в направлении, обратном направлению обычного ее вращения при работающем насосе.

Полость редуктора соединена с впускной полостью 11 насоса каналом 12, вследствие чего масло свободно поступает в полость редуктора, а это упрощает организацию деталей самого масляного насоса.

Распределительная гильза 9 имеет осевое калиброванное отверстие под плунжер 13 и всего одно радиальное отверстие 14 диаметром $2,5\text{ мм}$, служащее для заполнения надплунжерной полости маслом и нагнетания его в магистраль системы смазки. На утолщенном торце гильзы со стороны зубчатого колеса 8 выполнены два рабочих кулачка (выступа) 15, а на противоположном ее конце с помощью шплинта закрепляется пластмассовый маховичок 16 для ручного прокачивания системы.

Плунжер 13 ступенчатый, с четырехмиллиметровой калиброванной частью и снабжен штифтом 17, с помощью которого выступы 15 гильзы сообщают плунжеру возвратно-поступательное движение. Максимальный ход его равен 3 мм . На резьбовом хвостовике плунжера закрепляется установочный диск 18, фиксирующий исходное положение шкива 19 управления насосом.

При вращении распределительной гильзы радиальное отверстие 14 поочередно сообщается с четырьмя каналами, просверленными в корпусе насоса под углом 90° один к другому. По двум каналам 20 масло подводится в полость гильзы, а через каналы 21 нагнетается в трубки подачи масла к впускным патрубкам кривошипной камеры двигателя.

Уплотнение внутренней полости насоса достигается резиновыми армированными самоподжимными сальниками 22, 23 и 24. Когда радиальное отверстие 14 гильзы совпадает с питающими каналами 20, надплунжерная полость насоса заполняется маслом. При дальнейшем угловом перемещении гильзы питающие каналы перекрываются, а когда отверстие совмещается с одним из нагнетательных каналов 21, масло под давлением пружины проталкивается плунжером 13 в соответствующие магистральные трубки системы смазки. По завершении хода

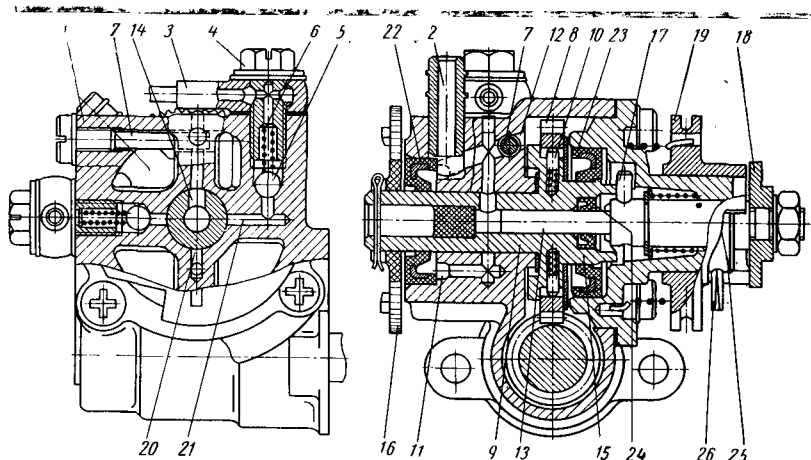


Рис. 1. Конструкция насоса мотоцикла «Ямаха-250»

нагнетания плунжер 13 отталкивается кулачками 15 в исходное положение.

За каждый оборот распределительной гильзы полость ее дважды заполняется маслом, а плунжер совершает два рабочих хода. В результате этого к обеим кривошипным группам двигателя подаются одинаковые дозы масла, определяемые величиной хода плунжера. В свою очередь, ход плунжера зависит от взаимного положения штифта 17 и кулачков 15, которое регулируется с помощью профилированной кромки 25 на ступице шкива 19 и шпильки 26 путем проворачивания маховичка тросиком от рукоятки управления карбюраторами.

Подготовка насоса к работе после установки его на место заключается главным образом в удалении воздуха из системы для предотвращения работы двигателя без смазки. Удаление воздуха из рабочей полости насоса также необходимо, если по недосмотру масло из бачка было полностью израсходовано.

Для удаления воздуха из полости насоса нужно вывернуть клапан 7, представляющий собой пробочку со штифтом, и проворачиванием пластмассового маховичка 16 приводить насос в действие до тех пор, пока в струйке вытекающего масла совсем не будет пузырьков воздуха. После этого двигатель должен 1—2 мин работать на режиме холостого хода, причем рекомендуется потянуть за тросик управления насоса с тем, чтобы плунжер сделал несколько полных ходов и для большей уверенности еще раз прокачал всю систему смазки. Нагружать двигатель можно только по завершении подготовительных операций, обеспечивающих надежное заполнение системы маслом.

Испытания рассматриваемого насоса фирмы Ямаха показали, что он прост в управлении, отличается четкостью дозирования даже на режимах минимальной подачи и развивает при этом давление 3,0—3,5 кг/см².

Испытания проводились на безмоторной установке, оснащенной вариатором, позволяющим изменять число оборотов вала насоса в пределах 800—5000 об/мин. Масло в насос подавалось самотеком из бачка так же, как на шасси мотоцикла. Контрольные приборы стенда позволяли легко и быстро выбирать и длительное время поддерживать заданный режим работы.

Результаты испытаний (рис. 2) показали, что подача масла (на каждый цилиндр) насосом может изменяться в пределах: 16—130 см³/ч при $n=3000$ об/мин (рис. 2, а).

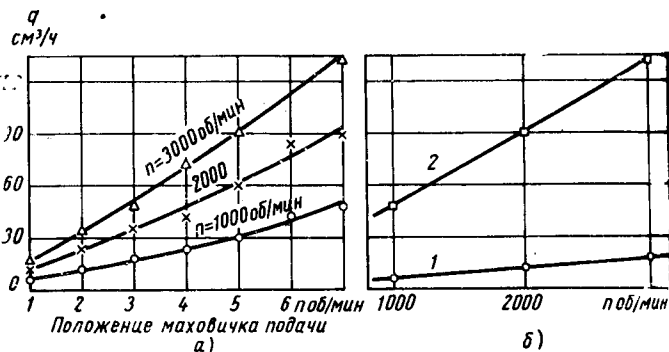


Рис. 2. Производительность масляного насоса «Ямаха-250»:

а — при изменении размера дозы подаваемого масла; б — при изменении числа оборотов вала привода; 1 — минимальная подача; 2 — максимальная подача

Таким образом, с переходом от максимальных подач на минимальные производительность насоса изменяется в 8 раз и более, благодаря этому и достигается нужное уменьшение доли масла в топливе при уменьшении нагрузки. Установлено также, что производительность насоса независимо от размера дозы возрастает пропорционально увеличению числа оборотов вала редуктора, имеющего жесткую кинематическую связь с валом коробки передач (рис. 2, б).

Подсчеты, выполненные применительно к мотоциклу К-175, показывают, что в случае применения дозирующих насосов, позволяющих дифференцировать подачу масла, общий расход его может быть снижен примерно в 2 раза. Поэтому производственные затраты, связанные с неизбежным усложнением конструкции двигателя, окупаются, а главное, создаются условия для резкого снижения дымности отработавших газов и уменьшения их токсичности.

В настоящее время назрела необходимость применения маслodosирующих насосов в отечественных мотоциклетных двухтактных двигателях.

УДК 621.43—232.172.001.24

К уточнению метода расчета поршневых головок шатунов автомобильных двигателей

Канд. техн. наук А. А. ЧАПЧАЕВ, В. М. ТУЛЯКОВ

НАМИ

ШАТУНЫ современных быстроходных двигателей занимают промежуточное положение по жесткости конструктивных элементов между шатунами авиационных и транспортных низкооборотных двигателей. Поэтому расчеты по существующим методам величин и распределения напряжений в элементах шатунов неточны (до 50%).

Предлагается уточненный метод расчета поршневых головок шатунов двигателей.

Точность расчета напряжений в поршневой головке шатуна в основном зависит от правильно выбранной расчетной схемы и распределения удельных нагрузок по поверхности головки. Если головка имеет невысокую жесткость (лента), то удельные нагрузки от растягивающих сил будут близки к равномерному распределению по поверхности головки. При повышении жесткости головки равномерное распределение будет переходить в косинусоидальное и при абсолютной жесткости головки получится сосредоточенная нагрузка, приложенная на вершине головки.

В связи с тем, что поршневые головки шатунов быстроходных автомобильных двигателей обладают сравнительно невысокой жесткостью, прием закон распределения удельной нагрузки на поверхности поршневой головки в виде сочетания

двух эпюр: равномерно распределенной по полуокружности $k_p p_0$ и косинусоидальной $(p_0 - k_p p_0) \cos \beta$ с углом охвата 180° (рис. 1, а).

Значение удельной нагрузки p_β при текущем угле β выражается закономерностью

$$p_\beta = (p_0 - k_p p_0) \cos \beta + k_p p_0, \quad (1)$$

где p_0 — удельная нагрузка на вершине поршневой головки; k_p — коэффициент, определяющий характер распределения удельной нагрузки на поверхности головки.

Приведенная закономерность обладает универсальностью, и в зависимости от значения коэффициента k_p удельная нагрузка может меняться от равномерно распределенной до сосредоточенной.

При расчете принимаем головку как кривой брус, жестко заделанный в нижней части в сечении А—А (рис. 1). Местом заделки принимаем сечение, где жесткость головки резко возрастает и напряжения значительно снижаются. Угол заделки α зависит от ширины расстановки полков, радиуса галтели, наружного и внутреннего диаметров головки. В данной методике угол α определяется с учетом этих параметров, для чего нижняя точка вертикального диаметра внутренней окружности

соединяется с точкой пересечения наружной окружности головки и полки стержня шатуна. Продолжение этой прямой до пересечения с галтелью шатуна дает точку, лежащую в сечении заделки. Соединяя полученную точку с центром окружности поршневой головки, получим угол заделки α .

Рассечем головку в вертикальной плоскости по оси симметрии и для сохранения равновесия вместо ее правой части приложим изгибающий момент M_0 и нормальную силу N_0 в сечении $B-B$ (рис. 1).

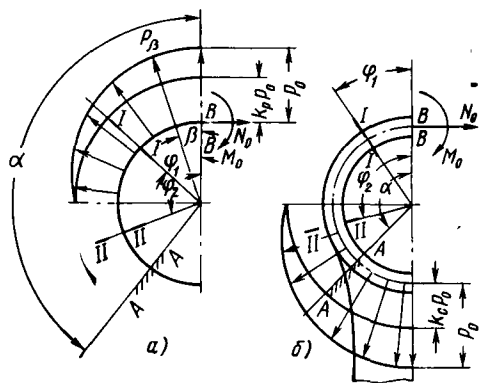


Рис. 1. Схема распределения нагрузок в поршневой головке:

а — от растягивающих сил; б — от сжимающих сил

Изгибающие моменты на первом до 90° и на втором от 90° до угла заделки α участках головки запишутся выражениями:

$$M_1 = M_0 + N_0 r_c (1 - \cos \varphi_1) - M_{\varphi_1}; \quad (2)$$

$$M_2 = M_0 + N_0 r_c (1 - \cos \varphi_2) - M_{\varphi_2}, \quad (3)$$

где r_c — средний радиус поршневой головки; M_{φ_1} , M_{φ_2} — изгибающие моменты от удельной нагрузки соответственно в сечении первого ($0 \leq \varphi_1 \leq 90^\circ$) и второго ($90^\circ \leq \varphi_2 \leq \alpha$) участков головки шатуна.

Определив значения M_{φ_1} и M_{φ_2} при использовании принятого закона распределения удельной нагрузки в поршневой головке и выразив удельную нагрузку p_0 через внешнюю силу P_j , в окончательном виде получим выражения для определения изгибающих моментов на первом и втором участках поршневой головки:

$$M_1 = M_0 + N_0 r_c (1 - \cos \varphi_1) - 0,5 P_j r_c \left[\frac{1 - k_p}{2} \varphi_1 \sin \varphi_1 + k_p (1 - \cos \varphi_1) \right] \times \left[\frac{\frac{\pi}{4} - k_p \frac{\pi}{4} + k_p}{\frac{\pi}{4} - k_p \frac{\pi}{4} + k_p} \right]; \quad (4)$$

$$M_2 = M_0 + N_0 r_c (1 - \cos \varphi_2) - 0,5 P_j r_c \times \left[\frac{1 - k_p}{2} \left(\frac{\pi}{2} \sin \varphi_2 - \cos \varphi_2 \right) + k_p (\sin \varphi_2 - \cos \varphi_2) \right] \times \left[\frac{\frac{\pi}{4} - k_p \frac{\pi}{4} + k_p}{\frac{\pi}{4} - k_p \frac{\pi}{4} + k_p} \right]. \quad (5)$$

Нормальные силы N_1 и N_2 на первом и втором участках определяются:

$$N_1 = N_0 \cos \varphi_1 + 0,5 P_j \times \left[\frac{1 - k_p}{2} \varphi_1 \sin \varphi_1 + k_p (1 - \cos \varphi_1) \right] \times \left[\frac{\frac{\pi}{4} - k_p \frac{\pi}{4} + k_p}{\frac{\pi}{4} - k_p \frac{\pi}{4} + k_p} \right]; \quad (6)$$

$$N_2 = N_0 \cos \varphi_2 + 0,5 P_j \times \left[\frac{1 - k_p}{2} \left(\frac{\pi}{2} \sin \varphi_2 - \cos \varphi_2 \right) + k_p (\sin \varphi_2 - \cos \varphi_2) \right] \times \left[\frac{\frac{\pi}{4} - k_p \frac{\pi}{4} + k_p}{\frac{\pi}{4} - k_p \frac{\pi}{4} + k_p} \right]. \quad (7)$$

Момент M_0 и нормальную силу N_0 находят из условия перемещения вертикального сечения бруса с использованием теорем Кастильяно и Максвелла—Мора.

Так как взаимные перемещения в вертикальном сечении головки равны нулю, то можно записать

$$\int_0^{\frac{\pi}{2}} M_1 \frac{\partial M_1}{\partial M_0} d\varphi_1 + \int_{\frac{\pi}{2}}^{\alpha} M_2 \frac{\partial M_2}{\partial M_0} d\varphi_2 = 0; \quad (8)$$

$$\int_0^{\frac{\pi}{2}} M_1 M_0 d\varphi_1 + \int_{\frac{\pi}{2}}^{\alpha} M_2 M_0 d\varphi_2 = 0, \quad (8a)$$

где M_0 — момент от единичной силы, приложенный в исследуемом сечении.

После решения интегралов и упрощения выражений в окончательном виде получим

$$M_0 \alpha + N_0 r_c (\alpha - \sin \alpha) - \frac{0,5 P_j r_c}{\frac{\pi}{4} - k_p \frac{\pi}{4} + k_p} \times \quad (9)$$

$$\times \left[1 - k_p + k_p \frac{\pi}{2} - \cos \alpha \left(\frac{\pi}{4} - \frac{k_p \pi}{4} + k_p \right) - \sin \alpha \right] = 0; \quad (10)$$

$$M_0 \sin \alpha + N_0 r_c \left(\sin \alpha - \frac{\alpha}{2} - \frac{\sin 2\alpha}{4} \right) + \frac{0,5 P_j r_c}{\frac{\pi}{4} - \frac{k_p \pi}{4} + k_p} \times \left[\frac{1 + k_p}{2} \left(\frac{\sin 2\alpha}{4} + \frac{\alpha}{2} \right) + \frac{\cos 2\alpha}{4} \times \left(k_p + \frac{\pi}{4} - \frac{k_p \pi}{4} \right) - \frac{3}{4} k_p - \frac{\pi}{8} + \frac{k_p \pi}{8} \right] = 0. \quad (11)$$

Уравнения (10) и (11) могут быть решены для частных значений угла заделки α . По полученным результатам строятся зависимости момента M_0 и нормальной силы N_0 от угла заделки α при различных значениях коэффициента k_p (например, от +1 до -1).

Напряжения от растягивающих сил в поршневой головке на наружных и внутренних ее волокнах определяются по формулам для расчета кривого бруса:

для наружных волокон поршневой головки

$$\sigma_{jH} = \left(M \frac{6r_c + h_{np}}{h_{np}(r_c + 0,5h_{np})} + N \right) \frac{1}{b_2 h_{np}}; \quad (12)$$

для внутренних волокон

$$\sigma_{jB} = \left(-M \frac{6r_c - h_{np}}{h_{np}(r_c - 0,5h_{np})} + N \right) \frac{1}{b_2 h_{np}}, \quad (13)$$

где h_{np} — приведенная толщина стенки поршневой головки; b_2 — ширина поршневой головки.

Закон распределения удельных нагрузок на поршневую головку от сжимающих сил принимается в общем случае по той же зависимости, что и для растяжения, так как эта зависимость охватывает все возможные случаи распределения нагрузки по поверхности поршневой головки:

$$p_\beta = (p_0 - k_p p_0) (-\cos^2 \beta) + k_p p_0, \quad (14)$$

где k_c — коэффициент, определяющий характер распределения удельной нагрузки на поршневую головку от поршневого пальца при сжатии.

Статическая неопределенность поршневой головки при действии сжимающих сил раскрывается аналогично тому, как при выводе расчетных формул для случая растяжения головки. Расчетная схема приведена на рис. 1, б. Изгибающие моменты M_1 на первом участке ($0 \leq \varphi_1 \leq 90^\circ$) и M_2 на втором участке ($90^\circ \leq \varphi_2 \leq \alpha$) определяются следующим образом:

$$M_1 = M_0 + N_0 r_c (1 - \cos \varphi_1); \quad (15)$$

$$M_2 = M_0 + N_0 r_c (1 - \cos \varphi_2) - M_{\varphi_2}, \quad (16)$$

где M_{φ_2} — момент от удельной нагрузки на втором участке поршневой головки ($90^\circ \leq \varphi_2 \leq \alpha$).

После определения M_{φ_2} и выражения p_0 через внешнюю сжимающую силу P_c формула для определения момента M_2 примет вид

$$M_2 = M_0 + N_0 r_c (1 - \cos \varphi_2) - \frac{P_c r_c}{4 \left(\frac{\pi}{4} - \frac{k_c \pi}{4} + k_c \right)} \left[(1 - k_c) \times \right. \\ \left. \times \left(\frac{\pi}{2} \sin \varphi_2 - \varphi_2 \sin \varphi_2 - \cos \varphi_2 \right) + 2k_c (1 - \sin \varphi_2) \right]. \quad (17)$$

Нормальные силы N_1 и N_2 на первом и втором участках равны:

$$N_1 = N_0 \cos \varphi_1; \quad (18)$$

$$N_2 = N_0 \cos \varphi_2 + \frac{P_c}{4 \left(\frac{\pi}{4} - \frac{k_c \pi}{4} + k_c \right)} \times \\ \times \left[(1 - k_c) \cdot \left(\frac{\pi}{2} \sin \varphi_2 - \varphi_2 \sin \varphi_2 - \cos \varphi_2 \right) + 2k_c (1 - \sin \varphi_2) \right]. \quad (19)$$

Для определения момента M_0 и нормальной силы N_0 так же, как и при действии растягивающих сил, используем уравнения Кастильяно и Максвелла—Мора.

После решения интегральных выражений в окончательном виде получим следующие уравнения:

$$M_0 \alpha + N_0 r_c (\alpha - \sin \alpha) - \frac{P_c r_c}{4 \left(\frac{\pi}{4} - \frac{k_c \pi}{4} + k_c \right)} \left\{ (2 - 2k_c) \times \right. \\ \left. \times (1 - \sin \alpha) + k_c (2\alpha - \pi) + \left[(1 - k_c) \left(\alpha - \frac{\pi}{2} \right) + 2k_c \right] \cos \alpha \right\} = 0; \quad (20)$$

$$M_0 \sin \alpha + N_0 r_c \left(\sin \alpha - \frac{\alpha}{2} - \frac{\sin \alpha}{4} \right) - \frac{P_c r_c}{32 \left(\frac{\pi}{4} - \frac{k_c \pi}{4} + k_c \right)} \times \\ \times \{ (1 - k_c) [(\pi - 2\alpha) \cdot (1 + 2 \sin^2 \alpha) - 3 \sin 2\alpha] + \\ + 8k_c (2 \sin \alpha - \sin^2 \alpha - 1) \}. \quad (21)$$

Совместное решение выражений (20) и (21) дает значения момента M_0 и нормальной силы N_0 . Однако, как и при растяжении, их целесообразно решать при частных значениях угла заделки α .

Напряжения на наружных и внутренних волокнах определялись по формулам (12) и (13).

Коэффициенты k_p при растяжении и k_c при сжатии для разных конструкций поршневых головок имеют свои значения. Их величины и зависимости были определены экспериментально. Жесткость поршневых головок шатунов автомобильных быстроходных двигателей относительно невысокая. Как показали исследования, при статическом нагружении изменения напряжений в сечениях поршневой головки пропорциональны изменениям прикладываемых нагрузок.

Только при малых нагрузках (до 350—400 кг) пропорциональная зависимость напряжений от нагрузки несколько нарушается, что является следствием изменения угла охвата и перераспределения внешней нагрузки от пальца на головку.

Так как в современных быстроходных двигателях для расчетных режимов растягивающие усилия от инерционных сил шатунно-поршневой группы более 600—700 кг, то в этой зоне значений внешней нагрузки можно считать, что эпюра удельных нагрузок на поршневую головку в основном определяется конструктивным параметром головки $\frac{r_c}{h_{np}}$ и зазором в сочленении.

При неизменном зазоре 0,01 мм примем значение коэффициента k_p , определяющего характер распределения удельной нагрузки по поверхности поршневой головки от растягивающих сил, как функцию параметра $\frac{r_c}{h_{np}}$:

$$k_p = f \left(\frac{r_c}{h_{np}} \right). \quad (22)$$

Эта зависимость определялась экспериментально следующим образом. По предложенной методике рассчитывались напряжения в поршневой головке шатуна, причем значение коэффициента k_p подбиралось таким, чтобы расчетные напряжения в наибольшей степени соответствовали действительным экспериментальным. Так, для поршневой головки шатуна двигателя ЗМЗ-21Д при $\frac{r_c}{h_{np}} = 2,9$ коэффициент $k_p = 0,62$. Для получения

графической зависимости $k_p = f \left(\frac{r_c}{h_{np}} \right)$ аналогично были проведены расчетное и экспериментальное определения напряжений в поршневых головках шатуна двигателя ГАЗ-24-14 и специально изготовленных для этой цели двух моделей шатуна двигателя ГАЗ-24-14 с разными значениями $\frac{r_c}{h_{np}}$. На основании этих данных получена графическая зависимость, приведенная на рис. 2, а.

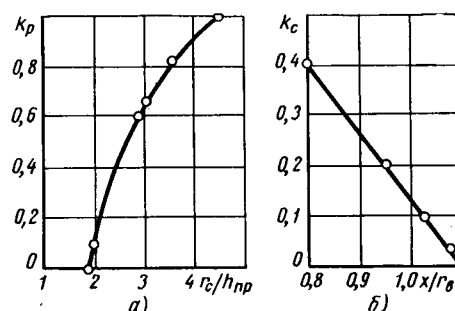


Рис. 2. Зависимость коэффициентов k_p и k_c от конструктивных параметров головки:

а — зависимость k_p от параметра $\frac{r_c}{h_{np}}$;

б — зависимость k_c от параметра $\frac{x}{r_g}$.

Коэффициент k_c , определяющий характер распределения удельных нагрузок в поршневой головке от сжимающих сил, примем зависящим от отношения абсциссы наружной точки сечения заделки головки x к внутреннему радиусу поршневой головки r_g

$$k_c = f \left(\frac{x}{r_g} \right). \quad (23)$$

Коэффициент k_c определялся тем же методом, что и коэффициент k_p .

Расчет напряжений в поршневой головке выполнялся для нагрузок P_c , соответствующих экспериментальным величинам, при которых сопоставлялись значения напряжений. По полученным значениям k_c и $\frac{x}{r_g}$ ряда головок шатунов построена графическая зависимость этих величин (рис. 2, б).

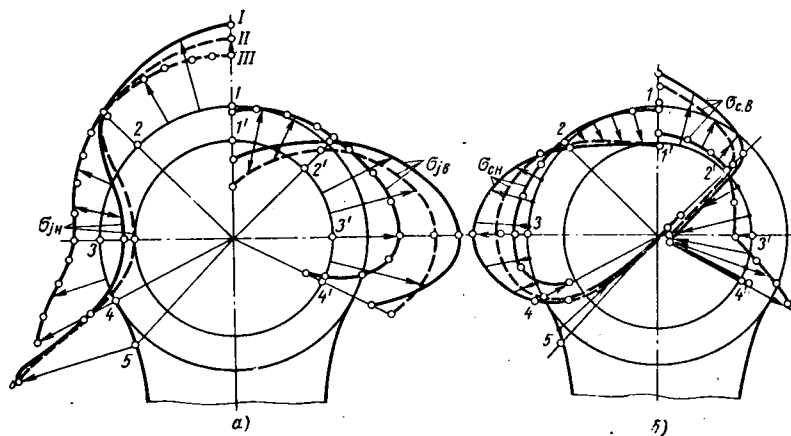


Рис. 3. Эпюры напряжений на наружной и внутренней поверхностях поршневой головки шатуна двигателя 3МЗ-21Д ($n=4000$ об/мин, $P=100\%$):

a — от растягивающих сил; b — от сжимающих сил; I — по усовершенствованному методу; II — экспериментальная; III — по методу Р. С. Кинашовили

На рис. 3 сопоставляются эпюры напряжений на поверхности поршневой головки шатуна от растягивающих и сжимающих сил, полученных экспериментально, с расчетными по методам Р. С. Кинашовили и предлагаемому ($I-5$ — места расположения тензодатчиков).

Как видно из эпюр, наилучшее совпадение с экспериментальными данными дает расчет по предлагаемому методу. Эпюра на наружных волокнах от растягивающих сил полностью совпадает по характеру распределения напряжений. На внутрен-

них волокнах расчетные напряжения также имеют удовлетворительное совпадение с экспериментальными.

Расчет по методу Р. С. Кинашовили дает приближенную картину распределения напряжений и занижение их величин в разных сечениях головки на 13—40%.

Расхождение величин напряжений, рассчитанных для шатуна двигателя 3МЗ-21Д по методу Р. С. Кинашовили, с экспериментальными данными и расчетными, полученными по предложенной методике, объясняется при анализе принятого закона распределения удельных нагрузок по поверхности поршневой головки. Р. С. Кинашовили принимает при растяжении равномерное распределение удельных давлений на дуге 180° , что в принятой методике соответствует значению коэффициента $k_p=1$. Значение коэффициента $k_p=1$, как следует из графика (рис. 2, а), определяет распределение удельных давлений в поршневых

головках малой кривизны с параметром $\frac{r_c}{h_{np}}=4,5$.

Для поршневой головки шатуна двигателя 3МЗ-21Д, характеризующейся параметром $\frac{r_c}{h_{np}}=2,9$, коэффициент $k_p=0,62$. Отсюда вы-

текают различия между расчетными значениями напряжений, полученными по методу Р. С. Кинашовили, и экспериментальными данными.

Аналогичная картина наблюдается при анализе напряжений в поршневой головке от сжимающих сил.

Таким образом, предлагаемый метод является более универсальным и позволяет более точно учесть характер распределения внешней нагрузки на поршневую головку по сравнению с предшествующими методами расчета.

УДК 629.113—597.5

Автоматическое регулирование тормозных сил автомобиля

Канд. техн. наук Н. Ф. МЕТЛЮК

Белорусский политехнический институт

НАИБОЛЕЕ рациональное торможение транспортных средств (автомобилей, прицепов и др.) и наименьший тормозной путь без юза колес может достигаться только при оптимальном распределении тормозных сил. Оптимальные значения давлений p_1 в рабочих органах передней оси и давлений p_2 в рабочих органах задней оси, соответствующие оптимальному распределению тормозных сил, в случае двухосного автомобиля или прицепа должны изменяться согласно известным формулам, приведенным в работе [1].

В настоящее время широко известны автоматические регуляторы, обеспечивающие кусочно-линейную аппроксимацию кривых оптимального распределения по отрезкам прямых os и cd (рис. 1, а, б), т. е. приближающие соотношения p_1 и p_2 к оптимальному лишь в области II . Будем в дальнейшем такие регуляторы называть регуляторами типа II .

На рис. 2 показан регулятор типа II . Он включается в систему так, что выходная полость B соединяется с тормозами задней оси, а входная полость A сообщается с тормозным краном (или воздухо-распределителем) и одновременно с тормозными камерами передней оси. Корпус регулятора I обычно устанавливается на поддрессоренной массе автомобиля или прицепа, а конец 2 рычага прикрепляется к неподдрессоренной массе. В первый период торможения полость B благодаря малому

предварительному сжатию пружины 3 практически сообщается с входной полостью A , и следовательно, давление во всех полостях A , B и B одинаково (линия os на рис. 1, а, б). Но как только давление достигает определенной величины (точка c или c_1 в зависимости от загрузки автомобиля), это давление, воздействующее на шток 4 через клапан 5, преодолевает усилие пружины 6, сжатие которой соответствует прогибу подвески, и клапан 5 закрывается и отсоединяет полость B от входной полости A . После этого при дальнейшем увеличении давления в полости A соотношение давлений p_1 и p_2 устанавливается в зависимости от загрузки автомобиля или прицепа по линии cd или c_1d_1 (рис. 1, а и б). При колебаниях поддрессоренной массы расхода воздуха в атмосферу в процессе торможения не происходит, так как некоторое

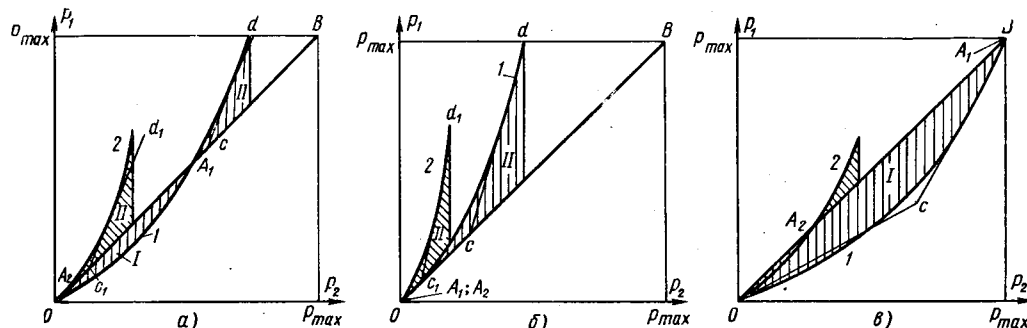


Рис. 1. Оптимальное соотношение давлений p_1 и p_2 :

I — груженный автомобиль; 2 — негруженный автомобиль

ослабление пружины 6, возможное лишь в короткий промежуток времени в результате колебаний подрессоренной массы, не вызывает отрыва штока 4 от клапана 5 и не позволяет воздуху уходить из полости *Б* в атмосферу.

Во многих случаях применения подобных регуляторов в рычажную связь 7 между неподдрессоренной массой и самим регулятором встраиваются различные интегрирующие звенья (замедлители), чаще всего гидрозамедлители. Они устанавливаются, чтобы исключить влияние частых колебаний подвески на работу регулятора в процессе торможения. Управляющим сигналом для таких регуляторов является прогиб подвески,

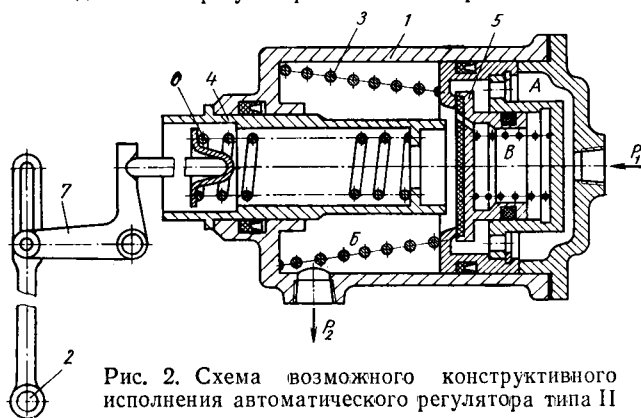


Рис. 2. Схема возможного конструктивного исполнения автоматического регулятора типа II

поэтому они оказываются часто сложными и имеют некоторые функциональные недостатки.

При использовании регуляторов типа II в области *I* регулирование отсутствует. Поэтому необходимо уменьшение области *I* и аппроксимация кривой отрезками *ос* и *cd* (рис. 1, б) или применение регуляторов соотношения давлений в области *I* (рис. 1, в). В большинстве случаев рациональным оказывается применение автоматических регуляторов типа I, обеспечивающих кусочно-линейную аппроксимацию кривой *I* (рис. 1, в) оптимального распределения в области *I*.

На рис. 3 показан регулятор типа I. Этот регулятор предназначен для автомобилей и прицепов с постоянной или мало изменяющейся нагрузкой. Регулятор (рис. 3) включается в пневматический привод так, что выходная полость 1 соединяется воздухопроводом с тормозными камерами или цилиндрами передней оси, а входная полость 2 подключается к тормозному крану (или воздухопроводу) и одновременно к рабочим органам задней оси. В начальный период торможения соотношение p_1 и p_2 устанавливается равным отношению разницы площадей поршней 3 и 4 к площади поршня 3 (линия *ос* на рис. 1, в). При увеличении давления до точки *с* дифференциальный поршень 5, преодолевая усилие пружины 6, перемещается вверх и приоткрывает клапан 7, после чего начинает поступать сжатый воздух из полости 2 в полость 8, а из последней в надпоршневую полость 9. Далее давление в полости 9 растет соответственно росту давления в полости 2. В этом случае соотношения давлений устанавливаются по линии *сВ* и в момент, когда давление, действующее на поршень 5, преодолевает усилие пружины 6, полностью открывается клапан 7 и в полостях 1, 2 и 9 устанавливаются равные максимальные давления (точка *В*).

Разработанный универсальный автоматический регулятор типа I—II (рис. 4) обеспечивает регулирование в области *I* и в области *II*. При создании наиболее рациональной схемы универсального регулятора были использованы методы структурного синтеза, основанного на законах математической логики [2]. Этот регулятор предназначен для широкого класса автомобилей и прицепов, оборудованных пнев-

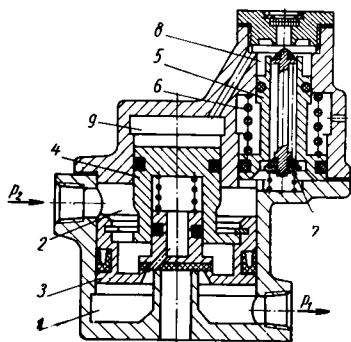


Рис. 3. Схема регулятора типа I

матическим или пневмогидравлическим тормозным приводом. Он функционирует в соответствии с изменением общего веса и интенсивности торможения автомобиля.

Регулятор (рис. 4) имеет две входные 1 и 2 и две выходные 3 и 4 полости и может применяться как для обычных тормозных систем, так и для систем с разделным торможением осей. В начальный период торможения полностью груженного автомобиля или прицепа давление p_1 воздуха, поступающего из выходной полости 3 к тормозам передней оси, устанавливается меньшим, чем давление p_2 воздуха, поступающего через входную полость 2 и выходную 4 к тормозам задней оси. Это соотношение давлений p_1 и p_2 на данном участке работы (линия *oa1* на рис. 4) приблизительно равно отношению площади поршня 5 к площади диафрагмы 6. Дифференциальный поршень 7 в этом случае закрыт, а поршень 8 открыт. Как только давление достигает определенной заданной величины (точка *a1*), приоткрывается поршень 7 и начинает перепускать воздух в полость 9 и одновременно в полость под диафрагмой 10, после чего соотношение p_1 и p_2 устанавливается согласно прямой *a1c1*.

Равенство давлений (точка *c1*) наступает в момент, когда полностью открывается поршень 7 и давление в полости 9 становится равным давлению во входной полости 2.

В случае негруженого или частично нагруженного автомобиля оптимальное соотношение давлений должно соответствовать линии *с* или *В* (рис. 4, б). Рассматриваемый регулятор

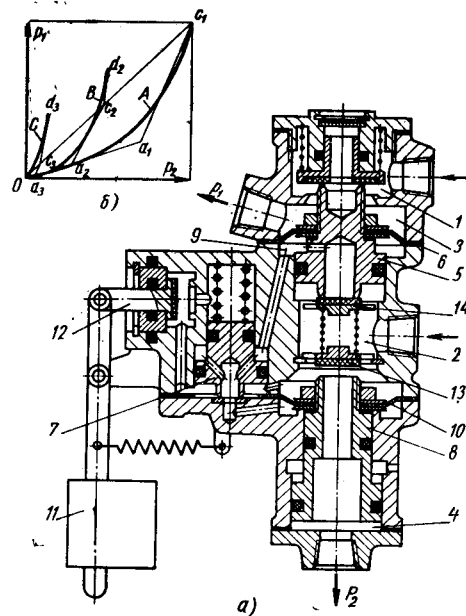


Рис. 4. Универсальный автоматический регулятор типа I—II и примерная характеристика его работы при торможении: а — схема регулятора; б — характеристика регулятора при торможении

осуществляет аппроксимацию кривых *С* и *В* по отрезкам *oa3c3d3* и *oa2c2d2*. В этих же случаях, как видно из примерной диаграммы, осуществляется регулирование в области *I* и в области *II*.

Проследим работу регулятора на примере негруженого автомобиля (кривая *С*). В начальный период торможения соотношение давлений p_1 и p_2 устанавливается по линии *oa3*, причем точка *a3* соответствует моменту открытия поршня 7, который наступает значительно раньше, чем для груженого автомобиля, так как в случае негруженого автомобиля определенное замедление, воздействующее на массу 11 и необходимое для закрытия клапана 12, достигается при давлениях, гораздо меньших, чем для груженого автомобиля.

Далее соотношение давлений устанавливается по линии *a3c3*, причем точка *c3* соответствует равенству давлений в полостях 1, 2, 3, 4 и 9 регулятора, а также и в полости под диафрагмой 10.

При достижении точки *c3* вступает в работу дифференциальный поршень 8, который, перемещаясь вверх, упирается своим седлом в клапан 13. В результате соотношение давле-

ний p_1 и p_2 в полостях 3 и 4 устанавливается согласно линии c_3d_3 . Давления в выходной полости 3 и входной полости 1 на этом рабочем участке остаются равными. Клапан 14 служит для выпуска сжатого воздуха из полости 9 при отторжении.

Разработанные методы кусочно-линейной аппроксимации оптимальных кривых обеспечивают наименьшие погрешности регулирования и приемлемую последовательность достижения предельного торможения передних и задних колес автомобиля.

ЛИТЕРАТУРА

1. Беленький Ю. Б., Дронин М. И., Метлюк Н. Ф. Новое в расчете и конструкции тормозов автомобилей. Изд-во «Машиностроение», 1965.
2. Герц Е. В., Зенченко В. П., Крейнин Г. В. Сиптез пневматических приводов. Изд-во «Машиностроение», 1966.

УДК 629.113—587.001.24

О расчете рабочего объема гидравлического механизма блокировки дифференциала

Канд. техн. наук А. А. МАЛЮКОВ

Северо-Западный заочный политехнический институт

ЗАДАЧЕЙ гидравлического механизма блокировки межколесного дифференциала является создание момента трения между полуосями или между одной из полуосей и корпусом дифференциала. Величина момента трения, необходимого для полной реализации сцепного веса, определяется выражением

$$M_r = Z_2'' \varphi'' r_k - Z_2' \varphi' r_k, \quad (1)$$

где Z_2'' , φ'' и Z_2' , φ' — соответственно радиальная реакция и коэффициент сцепления под задним отстающим и забегающим колесом;

r_k — радиус качения колеса.

Момент трения дифференциала с гидравлическим механизмом блокировки, складывающийся из момента трения шестерчатого или другого типа дифференциала и момента сопротивления гидромеханизма, определяется формулой

$$M_r = M_{r, \text{диф}} + M_{2, \text{м}} = M' (K'_0 - 1) + \frac{\Delta p q}{2\pi} (1 + k_{\text{тр}}) + M_c + M_k, \quad (2)$$

где $M_{r, \text{диф}}$ — момент трения шестерчатого дифференциала;

$M_{2, \text{м}}$ — момент сопротивления вращению ротора гидромеханизма;

$K'_0 = \frac{M''}{M'}$ — коэффициент блокировки шестерчатого дифференциала;

M'' и M' — соответственно моменты на отстающем и забегающем колесах;

Δp — перепад давления вследствие прокачивания жидкости рабочими элементами гидромеханизма через дросселирующие отверстия;

q — рабочий объем гидромеханизма (объем, описываемый рабочими элементами за один оборот);

$k_{\text{тр}}$ — коэффициент механического трения элементов гидромеханизма, приведенный к валу;

M_c — момент сопротивления механического трения холостого хода (при отсутствии перепада давления);

M_k — момент сопротивления, возникающий в результате действия касательного сдвига слоев жидкости.

Для шестерчатого дифференциала автомобиля ГАЗ-53Ф с гидравлическим механизмом блокировки экспериментально определены значения $K'_0 = 1,12$; $M_c + M_k = 5,7 \text{ кгм}$; $k_{\text{тр}} = 0,05 \div 0,10$.

Для приближенных расчетов при выборе основных параметров элементов гидравлического механизма можно пользоваться упрощенной формулой

$$M_r \approx \frac{\Delta p q}{2\pi}. \quad (3)$$

На режиме поворота, когда Δp мало, момент трения дифференциала следует определять по формуле (2).

Формула (3) показывает, что увеличения момента трения можно достичь при увеличении $\Delta p q$. В нашем примере $\Delta p q = 2\pi M_r = 350\,000 \text{ кгсм}$.

Таких высоких значений $\Delta p q$ шестерчатые или лопастные гидромеханизмы, располагаясь в дифференциале, не могут обеспечить из-за сравнительно малых развиваемых ими давлений. Плунжерные системы благодаря лучшему уплотнению могут работать при давлениях гораздо больших. Рабочий объем плунжерного механизма

$$q = \frac{\pi D_n^2}{4} S i z, \quad (4)$$

где D_n — диаметр цилиндра;

S — ход плунжера;

i — число цилиндров в гидромеханизме;

z — число ходов плунжера за один оборот ротора.

Из формулы (4) видно, что рабочий объем можно увеличить за счет любого из перечисленных параметров. Однако с увеличением диаметра цилиндров возрастают нагрузки на плунжер, с увеличением хода плунжера растет диаметральный размер гидромеханизма, а при наличии консольно выступающего из цилиндра конца плунжера может возникнуть защемление. Увеличение числа цилиндров при заданном наружном диаметре хотя и не увеличивает рабочего объема, так как при этом уменьшается диаметр цилиндров, желательнее для снижения пульсации момента. С этой точки зрения лучшими будут гидромеханизмы с 5, 7 и 11 цилиндрами.

Наиболее эффективным способом следует считать увеличение числа ходов плунжера на один оборот ротора.

Применение многоходового гидромеханизма наряду с увеличением q повышает скорость перемещения плунжера. Благодаря этому уменьшается влияние утечек и создаются условия для получения необходимого давления (за счет использования дросселей большого сечения, что уменьшает опасность их засорения).

На рис. 1 дан четвертый вариант дифференциала с плунжерным гидравлическим механизмом блокировки для автомобиля ГАЗ-53Ф*.

Блок цилиндров 1 помещается внутри чашки 2 и соединяется с корпусом дифференциала 3 посредством болтов 4. Болты стягивают вместе чашку, блок цилиндров, левую часть корпуса дифференциала и ведомую коническую шестерню. В цилиндрах блока находятся плунжеры 5, которые могут перемещаться в радиальном направлении посредством кулачкового ротора 6, связанного шлицами с левой полуосью. Обратный ход плунжеров осуществляется пружинами 7. Полость гидромеханизма заполнена рабочей жидкостью. Сальники 8 предотвращают ее вытекание. При перемещении плунжеров к центру цилиндры заполняются рабочей жидкостью из камер 9 через шариковые обратные клапаны 10. При рабочем ходе плунжеров рабочая жидкость проталкивается через дроссели 11, в результате чего в цилиндрах возникает давление, которое оказывает сопротивление перемещению

* Результаты испытания третьего образца дифференциала описаны в работе [1].

плунжеров и, следовательно, вращению ротора в относительном движении по отношению к блоку цилиндров.

Блокирующее действие осуществляется следующим образом. Предположим, что левое на рис. 1 колесо имеет хорошее сцепление с грунтом, а правое — плохое. При сравнительно большом сопротивлении движению правое колесо забуксует. При этом корпус дифференциала и связанный с ним блок цилиндров будут обгонять левую отстающую полуось и кулачковый

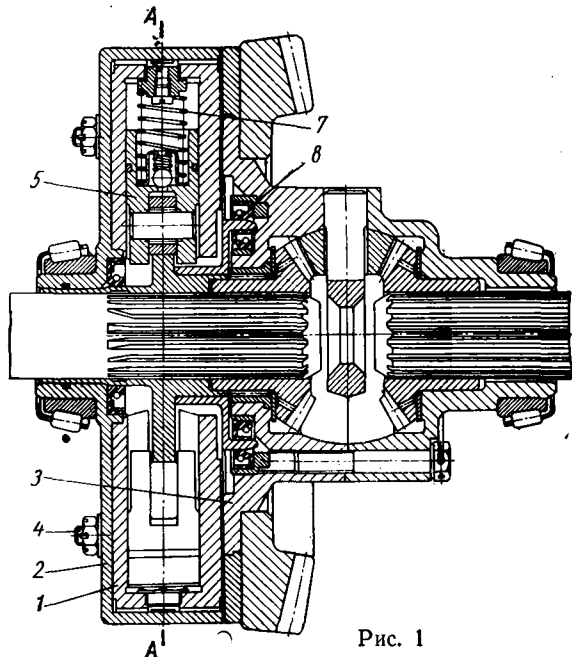


Рис. 1

ротор, что вызовет перемещение плунжеров и возникновение момента сопротивления. Блок цилиндров будет увлекать за собой кулачковый ротор и отстающую полуось, на которой появится дополнительный момент M_{2M} .

Общий момент на левой отстающей полуоси с учетом трения в шестеренчатом дифференциале

$$M'_{лев} = M'_{пр} K'_\phi + M_{2M} = Z'_{2пр} \varphi' r_k K'_\phi + M_{2M}. \quad (5)$$

При буксовании левого колеса кулачковый ротор будет обгонять блок цилиндров. Возникающий при этом момент сопротивления M_{2M} будет притормаживать забегающую полуось. Момент на левой забегающей полуоси

$$M'_{лев} = Z'_{2лев} \varphi' r_k + M_{2M}. \quad (6)$$

Момент на отстающей правой полуоси будет равняться моменту на забегающей левой полуоси, умноженной на K'_ϕ , т. е.

$$M'_{пр} = M'_{лев} K'_\phi = (Z'_{2лев} \varphi' r_k + M_{2M}) K'_\phi. \quad (7)$$

Из выражений (5) и (7) видно, что момент на отстающей полуоси при буксовании левого колеса будет больше, чем при буксовании правого. Таким образом, дифференциал, у которого гидравлический механизм связывает корпус с одной из полуосей, имеет некоторую несимметричность.

Для расчета дросселирующей системы полезно рассмотреть схему движения потока жидкости при рабочем ходе плунжера (рис. 2) и написать для него уравнение Бернулли.

С учетом отсутствия высотного напора и малой величины скоростного напора и инерционных потерь уравнение Бернулли для данного случая имеет вид

$$\frac{p_H}{\gamma} - \frac{p_K}{\gamma} = \sum \lambda \frac{l}{d_m} \cdot \frac{u^2}{2g} + \sum \xi b \frac{u^2}{2g}, \quad (8)$$

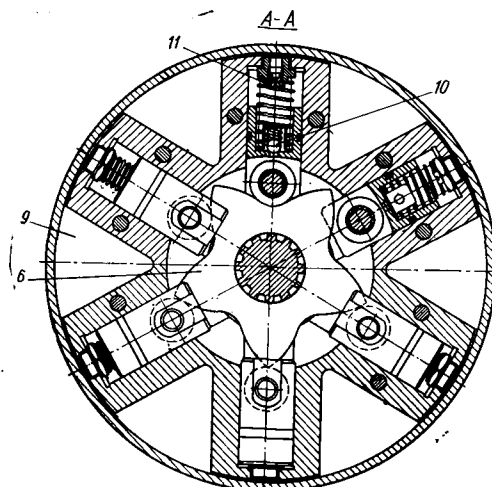
где p_H и p_K — давления в начале и в конце рассматриваемого потока жидкости;

γ — удельный вес рабочей жидкости;

u — скорость потока на рассматриваемом участке;

λ — коэффициент трения о стенки трубопровода на рассматриваемом участке;
 l — длина щели (длина рабочей части плунжера);
 d_m — внутренний диаметр трубопровода;
 g — ускорение силы тяжести;
 ξ — коэффициент местной потери напора в дросселе, коленах, ответвлениях, в местах расширения и сужения потока;
 b — поправочный коэффициент, учитывающий возрастание ξ при уменьшении числа Рейнольдса. При турбулентном режиме $b=1$.

На рис. 2 весь поток жидкости разбит на пять участков с определенными значениями параметров и потерь на каждом из них.



Участок I — цилиндр гидромеханизма с давлением p_1 , скоростью движения жидкости u_1 и площадью поперечного сечения F_1 .

Участок II — дроссель, $u=u_0$, $F=F_0$. Потери напора при протекании жидкости через дроссель

$$h_{II} = \xi_0 b_0 \frac{u_0^2}{2g}. \quad (9)$$

Участок III — канал в корпусе дросселя, $u=u_3$, $F=F_3$. Основные потери на трение жидкости о стенки канала и поворот струи

$$h_{III} = \lambda_3 \frac{l_3}{d_3} \frac{u_3^2}{2g} + \xi_3 b_3 \frac{u_3^2}{2g}. \quad (10)$$

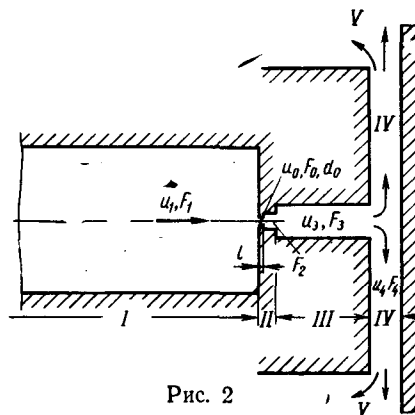


Рис. 2

Участок IV — отводящие каналы, $u=u_4$, $F=F_4$. Потери на трение

$$h_{IV} = \lambda_4 \frac{l_4}{d_4} \cdot \frac{u_4^2}{2g}. \quad (11)$$

Участок V — полость, где хранится запас рабочей жидкости, конец потока. С некоторым приближением можно считать, что давление на этом участке равно атмосферному. Тогда

$$\Delta p = p_1 - p_5. \quad (12)$$

Подставив выражения (9)–(12) в уравнение (8) и учитывая, что

$$u_1 F_1 = u_0 F_0 = u_3 F_3 = u_4 F_4,$$

получим уравнение Бернулли в следующем виде:

$$\frac{\Delta p}{\gamma} = \frac{u_1^2 F_1^2}{2g} \cdot \frac{\xi'}{F_0^2}, \quad (13)$$

в котором

$$\xi' = \xi_0 b_0 + \frac{F_0^2}{F_3^2} \left(\lambda_3 \frac{l_3}{a_3} + \xi_3 b_3 \right) + \frac{F_0^2}{F_4^2} \lambda_4 \frac{l_4}{d_4} \quad (14)$$

назовем приведенным к дросселю суммарным коэффициентом местных сопротивлений. Методика определения ξ_0 , b_0 , b_3 , λ_3 и λ_4 подробно изложена в работе [2].

В формуле (13) произведение $u_1 F_1$ определяет Q_0 — секундный расход жидкости через дроссель. Количество жидкости, вытесненной при рабочем ходе плунжера,

$$Q = \dot{y}_c F_n, \quad (15)$$

где $\dot{y}_c$ — скорость перемещения плунжера вдоль оси цилиндра;

$F_n = F_1$ — площадь поперечного сечения плунжера.

Учитывая утечки через зазор между плунжером и стенками цилиндра с помощью объемного к.п.д., находим расход жидкости через дроссель

$$Q_0 = Q \eta_{об},$$

откуда

$$u_1 F_1 = \dot{y}_c F_n \eta_{об}.$$

Подставив это выражение в формулу (13) и преобразовав ее, получим для определения перепада давления

$$\Delta p = \dot{y}_c^2 \eta_{об}^2 \frac{F_n^2 \gamma}{2g} \cdot \frac{\xi'}{F_0^2}. \quad (16)$$

Формула (16) позволяет при заданном рабочем давлении определить сечение дроссельного отверстия.

Объемный к.п.д.

$$\eta_{об} = 1 - \frac{Q_{ум}}{Q}, \quad (17)$$

при этом величина утечек через эксцентричную щель

$$Q_{ум} = \frac{2,5 \pi \Delta p \delta d e^3}{12 \mu l}, \quad (18)$$

где δ — радиальный зазор;

d — диаметр плунжера;

μ — коэффициент абсолютной вязкости;

l — длина плунжера.

Объемный к.п.д. для данного гидромеханизма имеет переменную величину. Он зависит от Δp и $\dot{y}_c$. Зависимость $\eta_{об}$ от Δp и $\dot{y}_c$ для гидромеханизма, изображенного на рис. 1, показана на рис. 3. Однако, учитывая, что изменение $\eta_{об}$ в диапазоне рабочих режимов незначительно, в практических расчетах можно принимать его постоянной величиной, определенную методом последовательных приближений. Среднее значение скорости для приближенных расчетов можно определять формулой

$$\dot{y}_c = \frac{n_{омн} S z}{30}, \quad (19)$$

где $n_{омн}$ — относительная скорость вращения ротора по отношению к блоку цилиндров в об/мин.

Для точных расчетов и определения характера изменения момента сопротивления гидромеханизма необходимы анализ сил, действующих на элементы гидравлического механизма, и исследование кинематики плунжера.

В результате анализа сил, действующих на плунжер, определяется момент сопротивления относительно вращения

ротора от одного плунжера. Для гидромеханизма, у которого плунжер имеет ролик, а консольно выступающий конец плунжера отсутствует (см. рис. 1), мгновенное значение момента сопротивления при рабочем ходе одного плунжера определится по формуле

$$M_i = \frac{Q_n}{\cos \alpha - f \sin \alpha} y_c \sin \alpha.$$

После преобразования, используя выражение (16), окончательно получим

$$M_i = \frac{\dot{y}_c^2 \eta_{об}^2 \frac{F_n^2 \gamma}{2g} \cdot \frac{\xi'}{F_0^2} + C(l_0 + y_c - y_0) + \ddot{y}_c \frac{G_n}{g}}{\cos \alpha - f \sin \alpha} y_c \sin \alpha, \quad (20)$$

где Q_n — сумма сил, действующих на плунжер вдоль оси цилиндра;

C — жесткость возвратной пружины плунжера;

l_0 — начальная деформация пружины при положении плунжера в начале нагнетания;

y_0 — начальная ордината перемещения плунжера (расстояние от оси ротора до оси ролика при положении плунжера в начале нагнетания);

$\ddot{y}_c$ — ускорение плунжера в относительном движении по отношению к блоку;

G_n — вес плунжера;

y_c — ордината перемещения точки приложения равнодействующей R ;

α — угол между направлением равнодействующей R и осью цилиндра;

f — коэффициент трения плунжера о стенку цилиндра.

При определении мгновенного значения момента сопротивления M_i в формулу (20) следует подставлять мгновенные значения скорости ускорения, ординаты перемещения плунжера и угла α , соответствующие данному положению плунжера (углу поворота ротора). Мгновенные значения y_c , $\dot{y}_c$, $\ddot{y}_c$ определяются в результате исследования кинематики кулачкового

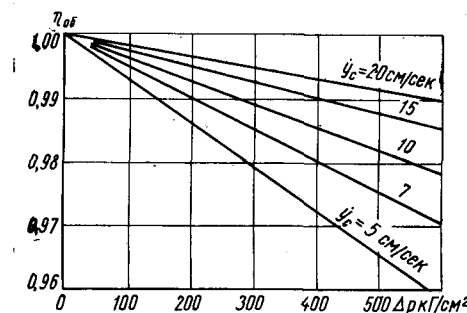


Рис. 3

механизма [3]. При профиле кулачка ротора, состоящем из дуг окружностей, можно, разбив теоретический профиль кулачка на участки, состоящие из дуг окружностей равных радиусов, использовать для каждого участка уравнения движения поршня кривошипно-шатунного или коромысло-шатунного механизма с определенными параметрами.

Система уравнений движения примет вид

$$\begin{cases} y_c = -r \left(\cos \varphi - \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} \right); \\ \dot{y}_c = r \omega \left(\sin \varphi - \frac{\lambda \sin \varphi \cos \varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}} \right); \\ \ddot{y}_c = r \omega^2 \left[\cos \varphi - \frac{\lambda \cos^2 \varphi}{(\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi})^3} + \frac{\lambda \sin^2 \varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}} \right], \end{cases} \quad (21)$$

а соотношения между параметрами

$$\sin \alpha = \lambda \sin \varphi; \cos \alpha = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}; \quad \lambda = \frac{r}{l_m},$$

где r и $l_{ш}$ — длина кривошипа (или коромысла) и шатуна;
 ω — угловая скорость относительного вращения ротора;
 φ — угол поворота кривошипа.

Полный момент сопротивления вращению ротора гидромеханизма определится как сумма моментов от действия всех плунжеров с учетом сдвига фаз

$$M_{рез} = \Sigma M_i.$$

Для практических расчетов с достаточной степенью точности можно получить $M_{рез}$ путем графического сложения графиков M_i в функции угла поворота ротора, построенных по формуле (20) с учетом сдвига фаз. Сдвиг фаз определяется соотношением

$$\rho = \frac{360^\circ}{iz}.$$

Коэффициент блокировки дифференциала с гидравлическим механизмом определится из выражения

$$K'_G = 1 + \frac{M_r}{M'} \approx 1 + \frac{\Delta p q}{2\pi Z'_2 \varphi' r_k}. \quad (22)$$

Считая q , Z'_2 и r_k постоянными, из формулы (22) можно видеть, что коэффициент блокировки зависит от коэффициен-

та сцепления под забегающим колесом и величины давления, развиваемого в цилиндрах. При повороте автомобиля ввиду малой относительной скорости вращения колес [1] давление в цилиндрах мало и коэффициент блокировки близок к единице.

При движении автомобиля по опорной поверхности с различными сцеплениями под ведущими колесами происходит пробуксовка одного из колес, в результате чего относительная скорость может достигать 20—30 об/мин. Это приводит к увеличению давления в цилиндрах и коэффициента блокировки. Так, при движении автомобиля ГАЗ-53Ф одним колесом по твердому грунту с $\varphi''=0,6$, а другим — по мокрому льду с $\varphi'=0,05$ и пробуксовкой с $n_{отн}=30$ об/мин коэффициент блокировки $K'_G=11^*$. Расчетное давление в цилиндрах гидромеханизма при этом 270 кг/см². Для полной реализации сцепного веса автомобиля в этих же условиях давление в цилиндрах должно вырасти до 450 кг/см², при этом $K'_G=15,5$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бухарин Н. А., Малюков А. А. «Автомобильная промышленность», 1963, № 3.
2. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям, Госэнергоиздат, 1960.
3. Малюков А. А. Кинематический анализ кулачкового механизма плунжерного насоса. Труды СЗПИ № 2, Л., 1967.

УДК 629.113.001.1

О проблеме оптимизации взаимодействия человека и автотранспортной техники

(В порядке обсуждения)

Д-р техн. наук А. Н. ОСТРОВЦЕВ, канд. техн. наук А. Д. ДЕРБАРЕМДИКЕР

Московский автомобильно-дорожный институт, Московский карбюраторный завод

ОПРЕДЕЛЕНИЕ степени соответствия параметров автотранспортной техники психофизиологическим характеристикам человека в недалеком будущем должно явиться основой для решения вопросов о допустимости и сфере применения отдельных образцов. Это выдвигает, в частности, задачу дальнейшей разработки теории эксплуатационных свойств автомобиля. Построение основ такой теории должно базироваться на системно-структурных представлениях, включая кибернетические понятия целенаправленности и телеологической связи [1]. Необходимо устанавливать однозначные связи и количественные соотношения между критериями (измерителями) эксплуатационных свойств автомобиля и факторами, от которых они зависят.

Авторы исходят из того, что правильная оценка с помощью критериев и измерителей любого процесса должна основываться на конечном результате, к которому этот процесс приводит. Психофизиологические реакции оператора—водителя и пассажиров во многих случаях являются главными ограничениями в использовании свойств автомобиля, и тогда эти факторы должны учитываться в первую очередь. Разумеется, привлечение к анализу ограниченного числа характеристик человека не может полностью охватить все многообразие его особенностей. Поэтому выделяются наиболее общие для большинства людей и наиболее сильно проявляющиеся реакции основных органов чувств человека, имеющих первостепенное значение при включении его в систему «человек и машина».

Рассмотрим затронутые вопросы на примере задачи повышения комфортабельности автомобиля и, в частности, плавности хода.

До последнего времени психофизиологические факторы не отражались нужным образом в методике создания подвески и особенно в методике ее оценки. Однако все чаще приходится сталкиваться с тем, что неуклонное повышение динамических свойств автомобилей вступает в противоречие с возможностями их реализации в эксплуатации. Одной из причин такого положения является неблагоприятное воздействие колебаний на водителя и пассажиров.

Колебательные процессы автомобилей отличаются большой

сложностью [2], поэтому в рамках одной статьи нельзя дать сколько-нибудь полную их характеристику и тем более всеобъемлющую методику учета психофизиологических факторов. Учитывая это, ограничимся анализом преимущественно вертикальных колебаний, поскольку в большинстве случаев они существенно влияют не только на плавность хода, но и на такие важные свойства, как управляемость автомобиля.

Общепринятыми измерителями интенсивности колебаний являются, как известно, частота и ускорение колеблющегося объекта. В последнее время ускорения представляют в статистическом выражении (средняя квадратическая величина σ). Величина σ , измеренная в характерных местах, служит одновременно и основным измерителем плавности хода автомобиля [3—5] при разных, но постоянных скоростях его движения.

Для анализа частотного характера ускорений в новой нормалю [6] рекомендуется определять σ в двух частотных диапазонах: от 0 до 5,6 гц и от 0 до 22,5 гц, или только во втором диапазоне (при отсутствии специализированной аппаратуры). В качестве дополнительных измерителей плавности хода предлагаются максимальные ускорения j_{max} при испытаниях на булыжном шоссе плохого качества и на других дорогах в тех случаях, когда отмечается частое включение ограничителей хода отбоя или сжатия подвески. Плавность хода предлагается оценивать «на основании анализа полученных результатов и сопоставления их с заданными техническими требованиями или показателями аналогичных образцов».

К сожалению, обоснованные технические требования пока не выработаны, а показатели «аналогичных образцов» либо вообще отсутствуют, либо обобщены в недостаточной мере. Поэтому практическое использование приведенных выше рекомендаций встречает объективные и субъективные затруднения.

Отмеченное положение сложилось по причине недостаточности объективных научно обоснованных данных о зависимости между ощущениями человека и ускорениями автомо-

* Из результатов испытаний описанного выше гидравлического дифференциала с дросселями диаметром 1 мм.

бия. Вследствие чрезвычайной сложности этой проблемы отсутствует и абсолютный измеритель плавности хода автомобилей [4]. Поэтому нормаль не может выполнять до конца своего основного назначения и стимулировать целенаправленный поиск путей совершенствования подвески и тех элементов конструкции, от которых зависит плавность хода автомобиля.

С точки зрения инженерной психологии методологическим недостатком существующих способов определения плавности хода является то, что оценка восприятий колебаний человеком подменяется оценкой воздействия. Остановимся на этом аспекте проблемы подробнее, чтобы яснее показать разницу в «силе воздействия» колебаний на человека и в «силе восприятия» их человеком.

Известно, что в соответствии с психофизиологическими реакциями человека колебательный процесс может быть неощутимым. Ощутимые колебания различаются по степени неудобства или уровню восприятия. Динамическую «силу воздействия» можно всегда определить количественно, так как она пропорциональна ускорению колебаний и массе тела, на которое действует это ускорение. Вместе с тем «сила восприятия» определяется ощущениями (психофизиологическими реакциями человека), количественное выражение которых хотя и затруднено, но возможно. Доказано, что между силой воздействия и силой восприятия существует некоторая однозначная и достаточно общая для большинства людей связь. Однако характер этой связи является предметом споров. Одни исследователи считают, что ощущения пропорциональны логарифму величины раздражения (закон Вебера-Фехнера), другие — указывают на то, что колебания, одинаковые по удельной мощности и по величине ускорений, приводят к различным ощущениям при разной частоте [2].

Последнее является весьма существенным и отчасти объясняется тем, что человеческое тело внешне реагирует на колебания во многом так же, как механические системы, составленные из масс, упругих и гасящих элементов. Когда частота колебаний приближается к собственной частоте колебаний человеческого тела, равной приблизительно 5 гц, ощущения становятся особенно неприятными.

Частоты собственных колебаний человеческого тела f_0 и относительное затухание ψ в различных его частях равны (в сидячем положении):

	f_0 в гц	ψ
Область таза	4—6	0,3—0,6
Брюшная полость	3—8	0,2—0,3
Грудная клетка	4—6	~0,25
Голова (относительно плеч)	~30	0,1—0,2

Специальные опыты показали, что большие величины ψ относятся преимущественно к людям гиперстенического сложения, а меньшие более характерны для астеников и женщин.

На рис. 1 показаны реакции человека на вертикальные гармонические колебания тела по данным исследований, проведенных в США [7] и ФРГ [8]. Этим вопросам неоднократно уделял внимание и Р. В. Ротенберг в своих работах по проблемам развития подвески и применению ЭВМ в расчетах колебаний автомобилей.

Американский исследователь Паркс условно разделяет восприятие колебаний по следующим уровням: 1) явственно ощутимые — при ускорениях, превышающих величины нижней заштрихованной области, т. е. выше кривой 1; 2) слегка беспокоящие — выше кривой 2; 3) сильно беспокоящие — выше кривой 3; 4) непереносимые (опасные) — при ускорениях верхней заштрихованной области.

Протекание кривых 1—4 хорошо иллюстрирует тот факт, что минимальные величины одинаково воспринимаемых ускорений соответствуют «резонансным» частотам человека, которые в первом приближении можно принять равными 4—6 и 27—30 гц. Эти значения частот могут быть положены в основу построения упрощенной колебательной модели человека.

Значительный интерес представляет формально-математическое описание взаимосвязи величины ускорений колебаний и субъективных восприятий человека. Разрозненные попытки в этом направлении привели к разработке так называемого критерия силы восприятия $K = \varphi(f_0; f; \psi)$, который тем лучше отражает субъективные ощущения, чем точнее учитывает усиление колебаний человеческого тела при частотах, близ-

ких к его собственным «резонансным» частотам колебаний. Приведем примеры такого рода критериев.

Критерий силы восприятия по нормали VDJ-2057, разработанной в 1962 г. на основе опытов Дикмана (ФРГ), равен

$$K_D = j_0 \frac{\alpha}{\sqrt{1 + \left(\frac{f}{f_0}\right)^2}}, \quad (1)$$

где j_0 — амплитудное значение ускорений, действующих на человека или на заменяющую его массу, при гармонических вертикальных колебаниях с частотой f ;

α — коэффициент пропорциональности — константа, соответствующая условной частоте колебаний $f_0 = 10$ гц и равная $18 \text{ сек}^2/\text{м}$.

Величина $K_D = 63$ соответствует верхней границе «терпимых» колебаний и отображена на рис. 1 штриховой линией б.

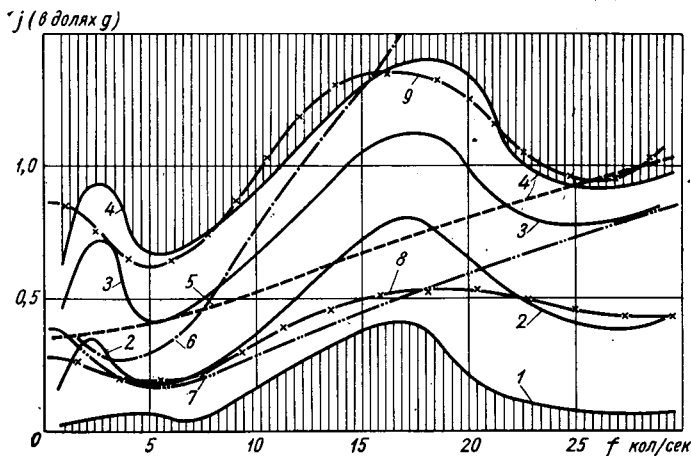


Рис. 1. Частотные характеристики ускорений гармонических колебаний, соответствующие одинаковой силе восприятий человека

Фирма Крупп использует в качестве критерия субъективных восприятий колебаний

$$K_K = j_0 \alpha \sqrt{\frac{1 + 4\psi_0^2 \left(\frac{f}{f_0'}\right)^2}{\left[1 - \left(\frac{f}{f_0'}\right)^2\right]^2 + 4\psi_0^2 \left(\frac{f}{f_0'}\right)^2}}, \quad (2)$$

где f_0' — другая условная частота колебаний в гц;

ψ_0 — коэффициент относительного затухания колеблющейся массы с одной степенью свободы.

Величина $K_K = 63$ (по аналогии с K_D) при $f_0' = 4$ гц и $\psi_0 = 0,5$ отмечена на рис. 1 штрих-пунктирной линией б.

Опыт применения выражений (1) и (2) показал, что в области низких частот колебаний критерий K_K более точно передает субъективные восприятия, чем монотонно возрастающая с частотой величина K_D [6]. Это видно и из рис. 1, на котором линия 7 отражает протекание критерия силы восприятия, используемого для оценки плавности хода железнодорожного транспорта в ФРГ. Разделение ускорений по уровням (ниже кривых 5, 6 и 7) в немецких трудах осуществляется по закону геометрической прогрессии: $K_K = K_D = 63; 25; 10; 4; 1,6$, т. е. знаменатель прогрессии равен 0,4. Аналогично делятся ускорения по уровням и на железнодорожном транспорте, однако знаменатель прогрессии равен 0,25. Такой подход к построению шкалы восприятий колебаний, вытекающий из основного психофизиологического закона (Вебера—Фехнера), теперь не может вызывать серьезных возражений, поскольку разница в ощущениях, связанных с изменением частоты, нашла свое первичное отражение в струк-

туре критерия K . Последний является по существу функцией простейшей амплитудно-частотной характеристики колебательной системы с одной степенью свободы (рис. 2).

Внимательное рассмотрение отношений величин j_0 , определяемых кривыми 1—2 и 2—3 (рис. 1), показывает, что в отдельных широких полосах частот колебаний они тоже близки к некоторой постоянной величине $\sim 0,5$. Это подтверждает приведенные выше положения и позволяет более обоснованно решать вопросы, касающиеся разработки оценочных показателей плавности хода самых различных транспортных машин, в том числе и автомобилей. При этом, однако, необходимо более глубоко учитывать высокочастотные колебания ($f > 18$ гц) с относительно малыми амплитудами ($z < 1,0$ мм) — вибрации, которые не только вредно действуют на организм человека [9], но и нередко мешают выполнению им рабочих операций, как мыслительных, так и двигательных [10]. Имеются в виду не отдаленные последствия воздействия вибрации на человека (вибрационная болезнь), а психофизиологические

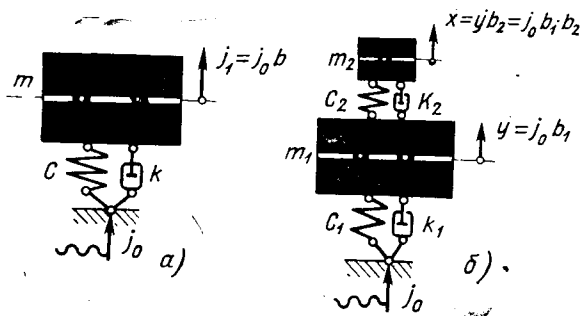


Рис. 2. Схемы колебательных моделей человека для формирования простейших критериев психофизиологических реакций (силы восприятия):

$$a - \text{для } K_k \text{ по формуле (2)} \quad f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{m}} \approx 4 \text{ гц}$$

$$\text{и } \psi = \frac{k^*}{2 \sqrt{mc}} \approx 0,5; \quad б - \text{для } K_{\text{пф},p} \text{ по формуле (3).}$$

$$f_x \approx \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_2}{m_2}} = 25 \div 30 \text{ гц}, \quad \psi_x = \frac{k_2}{2 \sqrt{m_2 c_2}} \approx$$

$$\approx 0,1 \div 0,15, \quad f_y \approx \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_1}{m_1}} = 4 \div 5 \text{ гц},$$

$$\psi_y = \frac{k_1}{2 \sqrt{m_1 c_1}} \approx 0,25 \div 0,35$$

реакции, непосредственно влияющие на работоспособность человека и надежность выполнения им требуемых операций.

При исследовании влияния колебаний и вибраций на человека Линдер выделяет следующие типичные нарушения нормального состояния:

- 1) ухудшение управления дыханием;
- 2) нарушение координации движения рук;
- 3) увеличение времени реакции кисти;
- 4) нарушение постоянства давления ступни;
- 5) ухудшение способности слежения;
- 6) ослабление внимания;
- 7) уменьшение остроты зрения (в большей мере бинокулярного, чем монокулярного);
- 8) дрожание рук;
- 9) дрожание всего тела;
- 10) ухудшение прицельных движений.

Данные Линдера и проведенные авторами опыты подтверждают, что в области частот колебаний 3,5—8 гц при ускорениях 4,5—6 м/сек² и сравнительно непродолжительном их действии начинает ощущаться затрудненность управления дыханием. Чтобы преодолеть эти затруднения при дальнейшем увеличении j_0 , необходимо значительное физическое напряжение почти всего тела, которое, однако, не может долго поддерживаться и вызывает быстрое утомление. Нарушения 2—7 (приведенного выше перечня) выявляются с помощью специальных тестов и отмечаются уже при $f=2,5 \div 3,5$ гц

и ускорениях, превышающих 2,0 м/сек². Дрожание рук заметно возрастает в диапазоне частот 20—25 гц при смещениях, превышающих 0,4 мм. При этом, естественно, ухудшается выполнение операций типа 10. Дрожание тела и снижение остроты зрения усиливаются при $f=40$ и 70 гц, когда смещения достигают соответственно 1,6 и 0,8 мм. Внимание резко ослабляется, а дрожание рук еще более усиливается в диапазоне частот 30—300 гц при смещениях 0,5 мм и более.

Учитывая приведенные выше и другие данные, составили дифференциальные уравнения движения квазилинейной колебательной модели человека (рис. 2, б), возмущаемой колебаниями, типичными для наземных транспортных средств. При оценке возмущения учитывались статистические характеристики микропрофиля отечественных автомобильных дорог (по данным НАМИ, ДорНИИ, Московского автомобильно-дорожного института и других организаций).

Интегрирование уравнений позволяет составить представление о допустимых и недопустимых колебаниях подрессорной массы или сиденья транспортного средства, наметить пути их совершенствования. Вместе с тем показано, что критерий «силы восприятия» человека можно представить в виде произведения парциальных коэффициентов усиления колебаний «последовательно соединенных» частей человеческого тела (внутренних органов) и характеристического параметра колебательного процесса — ускорения, действующего со стороны опорной поверхности на тело человека:

$$K_{\text{пф},p} = j_0 \alpha \prod_{i=1}^n b_i, \quad (3)$$

где $K_{\text{пф},p}$ — критерий психофизиологических реакций человека;

$\prod_{i=1}^n$ — символ произведения ряда коэффициентов b_i ;

b_i — парциальный коэффициент усиления колебаний.

Величина коэффициента пропорциональности α зависит от выбора порога или уровня ощущений (см. выше), а также от продолжительности действия колебаний. Учитывая инерцию в развитии ощущений, их иррадиацию, а также адаптацию, утомление организма и другие явления, изучаемые физиологией нервной системы человека, можно утверждать, что $\alpha \neq \text{const}$ в противоположность тому, как предлагается считать в упомянутых выше источниках. Исходя из этого, а также имея в виду необходимость накопления данных в дальнейшей работе, предложено ввести специальное выражение для коэффициента α по аналогии с известными в прикладной физиологии:

$$\alpha = \alpha_0 \left(1 + \sum_{i=1}^m \beta_i e^{\gamma_i t} \right), \quad (4)$$

где α_0 — коэффициент пропорциональности — константа шкалы оценки «силы восприятия» — математическое ожидание детерминантной функции ощущений;

β_i — коэффициент влияния перестройки ощущений во времени: усиление восприятий ($\beta_i > 0$) или ослабление ($\beta_i < 0$).

γ_i — показатель степени перестройки ощущений во времени: возбуждение ($\gamma_i > 0$) или успокоение ($\gamma_i < 0$).

В связи с отсутствием в настоящее время надежных данных по величинам β_i и γ_i , в первом приближении для «идеально уравновешенной» нервной системы можно принимать $\alpha = \alpha_0$. В целях обеспечения сопоставимости расчетных и экспериментальных данных, например, со шкалой DIN 2057, можно принять $\alpha_0 = 18 \text{ сек/м}^2$, как в выражениях (1) и (2).

Структура коэффициентов усиления колебаний b_i , когда $i > 1$, отличается от выражения (2), что обусловлено соответствующим увеличением числа степеней свободы модели. Покажем это на примере влияния колебаний головы под воздействием колебаний туловища (в положении сидя) на субъективные ощущения человека.

Ускорения колебаний туловища на жестком сиденье выразим в виде

$$\ddot{y} = b_1 f(t) \text{ и } b_1 = \left(\frac{f_{y1}}{f_{y2}} \right)^2 \sqrt{\frac{1 + 4\psi_{y1}^2 i_{y1}^2}{(1 - i_{y2}^2)^2 + 4\psi_{y2}^2 i_{y2}^2}}, \quad (5)$$

где $j(t)$ — ускорения колебаний опорной поверхности сиденья;

f_{v1} и f_{v2} — частоты собственных колебаний туловища — соответственно без учета упругости шеи и с ее учетом

$$\left(i_{y1} = \frac{f}{f_{y1}} \text{ и } i_{y2} = \frac{f}{f_{y2}} \right);$$

ψ_{y1} и ψ_{y2} — коэффициенты относительного затухания колебаний туловища — соответственно без учета неупругого сопротивления шеи и с его учетом.

Ускорения колебаний головы $\ddot{x}$ относительно плеч (туловища) запишем в следующем виде:

$$\ddot{x} = b_2 \ddot{y}(t) \text{ и } b_2 = \sqrt{\frac{1 + 4\psi_x^2 i_x^2}{(1 - i_x^2)^2 + 4\psi_x^2 i_x^2}}, \quad (6)$$

где i_x — отношение частоты воздействия f к частоте собственных колебаний головы на шею f_x (относительно плеч);

ψ_x — парциальный коэффициент относительного затухания колебаний головы на шею.

Отношение веса головы к весу туловища у взрослого человека составляет 0,15—0,17; невелико и рассеивание энергии колебаний в шейном отделе, поэтому, как показывают расчеты, в данном случае допустимо принимать $f_{y2} \approx f_{y1} = f_y$ и $\psi_{y2} \approx \psi_{y1} = \psi_y$, тогда

$$\prod_1^2 b_i = \sqrt{\frac{(1 + 4\psi_y^2 i_y^2)(1 + 4\psi_x^2 i_x^2)}{[(1 - i_y^2)^2 + 4\psi_y^2 i_y^2][(1 - i_x^2)^2 + 4\psi_x^2 i_x^2]}}. \quad (7)$$

Для расчета можно принять с учетом приведенных выше данных $f_y = 4$ гц и $\psi_y \approx 0,35$, а также $f_x = 30$ гц и $\psi_x \approx 0,16$, — $4\psi_y^2 = 0,5$ и $4\psi_x^2 = 0,1$. Зададимся далее допустимой

величиной амплитуды ускорений, характеризующих, например, «предел комфорта» [11] и составляющих $\pm 0,25$ г, как при спокойной ходьбе ($f = 2$ гц). При этих условиях, выполнив расчет по формулам (3) и (7), определим для $\alpha = 18 \text{ сек}^2/\text{м}$ величину¹ критерия $K_{пф.р} = 0,25 \times 9,81 \times 18 \times 1,13 = 50$.

Результаты расчета при $f = 0 \div 30$ гц показаны кривой 8 (рис. 1). Повторим расчет для «предела удобной езды» [11], когда $j_0 = \pm 0,75$ г соответствует ускоренной ходьбе при $f \approx 2,5$ гц. При увеличении интенсивности колебаний, согласно экспериментальным данным, «упругость» шеи и ее «неупругое сопротивление» склонны снижаться. Учитывая это, несколько изменим исходные данные и примем для расчета во втором случае $f_x = 28,5$ гц и $\psi_x \approx 0,11$ ($4\psi_x^2 = 0,05$).

Аналогично предыдущему определим $K_{пф.р} = 0,75 \times 9,81 \times 18 \times 1,2 = 160$ и по результатам расчета построим кривую 9 (рис. 1).

Как видим, полученные кривые (8 и 9 на рис. 1) качественно правдоподобно отражают зависимость допустимой величины ускорений от частоты колебаний.

Сопоставление многочисленных экспериментальных и расчетных данных из разных источников дает все основания утверждать, что «сила восприятия» колебаний человеком определяется не ускорениями опорной поверхности j , а ускорениями собственно тела, его отдельных частей и внутренних органов. Хотя собственные ускорения отдельных частей тела можно однозначно связать с ускорениями опорной поверх-

ности, последние не могут ни в абсолютном, ни в статистическом выражении служить объективным измерителем плавности хода автомобиля без учета частотного характера. Более подробный анализ показывает, что определения среднеквадратичного ускорения только в двух частотных диапазонах (0—5,6 гц и 0—22,5 гц) также недостаточно для объективной оценки плавности хода.

Представленные материалы наглядно показывают (рис. 1), что наиболее общие закономерности в ощущениях людей при колебаниях можно достаточно полно описать единым аналитическим выражением в форме критерия $K_{пф.р}$, который пропорционален произведению двух простейших амплитудно-частотных характеристик ускорений, соответствующих условно частям человеческого тела и внутренним органам.

Таким образом, для объективного описания субъективных ощущений человека при вертикальных колебаниях теперь имеются вполне надежные данные, которые можно использовать на практике (прямая и обратная задачи расчета плавности хода автомобиля [2]; стендовые испытания на установившиеся колебания — сравнение, оценка и т. п.). Аналогично должны решаться вопросы анализа колебаний автомобиля в горизонтальном и поперечном направлениях. Очевидно, во всех подобных случаях необходимо иметь спектральные характеристики колебаний, когда они носят нерегулярный характер.

Обобщенный критерий психофизиологических реакций человека можно использовать и в статистическом представлении для оценки результатов дорожных испытаний (с помощью специальных оценочных фильтров). Прямое подтверждение этого положения можно найти в работе [12]. Учитывая случайный характер колебаний человека в автомобиле, можно измерять и оценивать плавность хода также путем установки датчика ускорений на массу m_2 механической модели по типу рис. 2, б, определения средней квадратичной величины σ_x и далее среднеквадратичного или максимального значения критерия $K_{пф.р}$ по формулам

$$K_{пф.р} = \alpha \sqrt{2} \sigma_x \text{ и } K_{пф.р. \max} \approx 3K_{пф.р. \sigma}.$$

Множитель $\sqrt{2}$ учитывает гармонический характер колебаний массы m_2 , а множитель 3 (во второй формуле) — вводится по правилу «трех сигм» в предположении, что распределение амплитуд колебаний подчиняется нормальному закону Гаусса.

Создание надежной унифицированной аппаратуры для указанных целей не представляет, по-видимому, больших трудностей и позволит вплотную приблизиться к получению абсолютного измерителя плавности хода автотранспортной техники. Благодаря этому был бы достигнут значительный прогресс в решении поставленной проблемы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Винер Н. Кибернетика, изд. 2-е, М., «Советское радио», 1968.
2. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля и его колебания. Машгиз, 1960.
3. Пархиловский И. Г. «Автомобильная промышленность», 1947, № 12.
4. Певзнер Я. М., Тихонов А. А. К вопросу об оценке плавности хода автомобилей. Труды НАМИ, Вып. 66, 1964.
5. Яценко Н. Н., Прутчиков О. К. Плавность хода грузовых автомобилей. М., изд-во «Машиностроение», 1969.
6. Отраслевая нормаль автомобилестроения ОН 025 332-69 Гр Д29 «Автомобильный подвижной состав. Методы определения плавности хода».
7. Parks D. L. «Human Factors», 4, 1962, № 5.
8. Helling I. «VDI-Z», 109, 1967, № 12.
9. Борщевский И. Я. и др. Общая вибрация и ее влияние на организм человека. М., 1963.
10. Linder G. S. «Aerospace Medicine», Aug. 1962.
11. Ротенберг Р. В., Бурлаченко Н. И. «Автомобильная промышленность», 1966, № 2.
12. Hermann B., Bernd R. «Automobile Industrie», 1969, 14, № 2.

¹ При $f = 2$ гц и принятых условиях величина $\prod_1^2 b_i \approx 1,13$,

а во втором случае при $f = 2,5$ гц — $\prod_1^2 b_i \approx 1,2$.

Влияние некоторых факторов на показатели скоростных свойств легкового автомобиля

А. Г. ШМИДТ
НАМИ

ОСНОВНЫМ фактором, определяющим интенсивность разгона и максимальную скорость автомобиля, является его удельная мощность. Однако и при одинаковой удельной мощности рассматриваемые показатели скоростных свойств могут отличаться в значительной степени. Такое явление объясняется тем, что последние зависят также от ряда факторов:

- 1) конструкции и характеристики двигателя;
- 2) конструкции трансмиссии и ходовой части;
- 3) конструкции автомобиля в целом;
- 4) внешних условий движения.

Известные положения теории автомобиля [1, 2, 3] дают представление о качественной стороне влияния различных факторов на интенсивность разгона и максимальную скорость. Современные методы исследования, предполагающие использование ЭВМ, позволяют изучить также и количественную сторону рассматриваемого вопроса.

В НАМИ разработана методика воспроизведения процесса разгона автомобиля расчетным путем, позволяющая учитывать влияние приведенных факторов на интенсивность разгона и максимальную скорость. На основе этой методики была составлена программа расчета на ЭВМ «Минск-22» процесса разгона автомобиля с переключением передач.

Исследовано влияние сопротивления качению шин и сопротивления воздуха на интенсивность разгона и максимальную скорость легковых автомобилей с карбюраторным двигателем и механической ступенчатой трансмиссией (процесс разгона с переключением передач с минимальной устойчивой скорости до максимальной при полном резком открытии дроссельной заслонки карбюратора). Работа выполнена экспериментально-расчетным методом.

Особое внимание при исследовании интенсивности разгона было уделено времени разгона до скорости 60 км/ч, являющейся в соответствии с действующими «Правилами уличного движения» верхним допустимым пределом скорости в городах и населенных пунктах СССР, и до скорости, составляющей 80% максимальной, используемой при движении автомобилей вне населенных пунктов.

Моменты переключения передач, обеспечивающие разгон автомобиля с максимальной интенсивностью, соответствуют точкам пересечения кривых ускорений автомобиля на смежных передачах. Программа расчета в каждом случае обеспечивает автоматическое определение оптимальных моментов переключения передач и выполнение переключений в эти моменты. Продолжительность процесса переключения передач принималась в расчетах постоянной — 0,5 сек.

В качестве объекта для исследования был принят реальный легковой автомобиль с двигателем максимальной мощностью 80 л. с. и полным весом 1340 кг (удельная мощность близка к 60 л. с./т), именуемый в дальнейшем изложении как автомобиль А. Показатели скоростных свойств этого автомобиля, а также исходные данные для проведения расчетов на ЭВМ определены в результате его лабораторно-дорожных испытаний.

Вследствие неодинакового соотношения (в %) запасов и затрат мощности на преодоление сопротивлений движению для одной и той же мгновенной скорости при разгоне автомобилей с разной удельной мощностью влияние изменения различных факторов на интенсивность разгона и максимальную скорость также неодинаково для данных автомобилей. В связи с этим исследование проведено также и для автомобилей с удельной мощностью порядка 20 л. с./т (автомобиль Б). Такая удельная мощность получена при расчетном использовании на автомобиле А двигателя с максимальной мощностью 30 л. с., имеющего такую же степень технического совершенства, как и реальный двигатель автомобиля А (относительная скоростная характеристика, номинальное число оборотов, степень изменения мощностных показателей двигателя при разгоне и т. п. для обоих двигателей принимались одинаковыми).

Момент инерции вращающихся масс двигателя автомобиля А был определен экспериментально по методике, изложен-

ной в работе [4]. Момент инерции вращающихся масс двигателя автомобиля Б был рассчитан по методике Б. М. Покорного [5].

Число ступеней и передаточные числа коробки передач исследуемых автомобилей принимались одинаковыми. Передаточные числа главных передач были выбраны так, чтобы коэффициент высшей передачи [6] был близок к единице, т. е. чтобы максимальная скорость достигалась при номинальном эксплуатационном числе оборотов двигателя, соответствующем максимальной мощности, развиваемой двигателем при работе непосредственно на автомобиле. При этом для автомобилей А и Б передаточные числа главных передач составили соответственно 4,22 и 5,6.

Зависимость коэффициента сопротивления качению шин от скорости, а также величина фактора kF сопротивления воздуха для исходного варианта автомобиля А были определены в результате обработки экспериментальных данных в соответствии с методикой, изложенной в работе [6]. Аналогичные значения рассматриваемых факторов были приняты также и для исходного варианта автомобиля Б.

Сопоставление результатов расчета на ЭВМ процесса разгона автомобиля А с экспериментальными данными показало достаточно близкое их совпадение, что позволяет считать достоверными приводимые результаты, полученные расчетным путем.

Расчетные значения максимальных скоростей для автомобилей А и Б составили соответственно 142 и 100 км/ч.

При исследовании влияния сопротивления качению шин на показатели скоростных свойств проведен расчет процессов разгона автомобилей А и Б как при снижении величины сопротивления качению шин на 30 и 50%, так и при повышении ее на 30, 50 и 100% по сравнению с исходными вариантами автомобилей, принятыми за 100%. График зависимости времени разгона t автомобиля А до различных скоростей и на пути 1000 м от величины сопротивления качению f шин приведен на рис. 1. Аналогичная зависимость получена также и для автомобиля Б. Из графиков следует, что изменение в достаточно широких пределах величины сопротивления качению шин начинает влиять на время разгона лишь до скоростей, превышающих 60—70% максимальной, причем степень влияния увеличивается по мере возрастания конечной скорости разгона.

Для обоих рассматриваемых автомобилей время разгона на пути 1000 м в значительно меньшей степени зависит от величины сопротивления качению шин в сравнении со временем разгона до различных скоростей.

Изменение величины сопротивления качению шин в большей степени влияет на интенсивность разгона автомобиля Б. Так, при увеличении сопротивления качению шин вдвое по сравнению с исходным вариантом время разгона автомобилей А и Б до скорости 60 км/ч возрастает соответственно на 7 и 25%.

Изменение времени разгона автомобилей А и Б в зависимости от величины сопротивления качению шин до скоростей, не превышающих 80% максимальной, практически происходит по линейному закону. Снижение сопротивления качению шин на каждые 30% приводит к уменьшению времени разгона автомобилей А и Б до скорости 60 км/ч в среднем соответственно на 3,2 и 6,5%, и до скорости, составляющей 80% от максимальной, — на 5,8 и 16%.

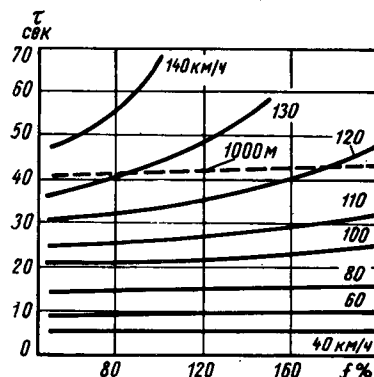


Рис. 1

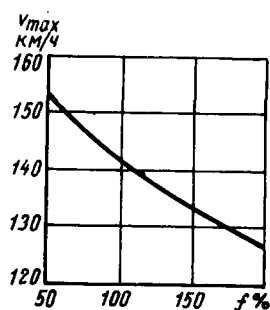


Рис. 2

скорости автомобилей А и Б в среднем соответственно на 3,7 и 5,0%.

Сопротивление воздуха принято оценивать фактором kF . В работах [7, 8] показано, что величину kF можно изменять в значительной степени без внесения существующих изменений в конструкцию кузова.

Величина фактора kF сопротивления воздуха для исходных вариантов автомобилей А и Б, равная $0,045 \text{ кгсек}^2/\text{м}^2$, принималась за 100%.

Чтобы исследовать влияние сопротивления воздуха на показатели скоростных свойств, был проведен расчет процессов разгона автомобилей А и Б при снижении величины kF на 30 и 50% и при ее повышении на 30 и 100%. В результате расчетов получены зависимости от величины kF времени разгона τ автомобилей А и Б до различных скоростей и на пути 1000 м. Пример такой зависимости для автомобиля А приведен на рис. 3. Из полученных зависимостей для автомобилей А и Б следует, что изменение сопротивления воздуха на-

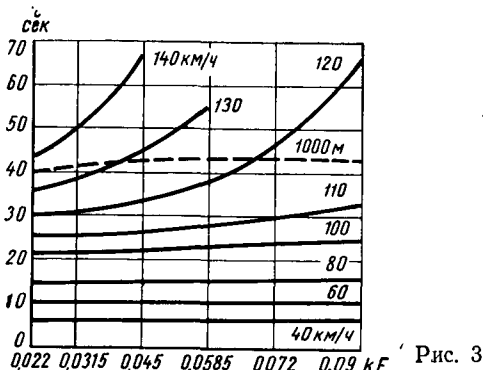


Рис. 3

чинает оказывать влияние на интенсивность разгона автомобилей А и Б лишь при разгоне до скоростей, превышающих 70% максимальной.

Степень изменения интенсивности разгона автомобилей А и Б при варьировании величины сопротивления воздуха возрастает с увеличением конечной скорости разгона. Для обоих рассматриваемых автомобилей зависимость времени разгона от величины kF до различных скоростей, не превышающих 80% максимальной, близка к линейной. Время разгона на пу-

ти 1000 м в значительно меньшей степени зависит от величины сопротивления воздуха по сравнению со временем разгона до различных скоростей. Интенсивность разгона автомобиля А в меньшей степени зависит от величины kF по сравнению с автомобилем Б. Например, при увеличении фактора kF сопротивления воздуха до 200% время разгона автомобиля А до скорости 60 км/ч практически осталось без изменения, а время разгона автомобиля Б возросло на 6%.

Анализ полученных зависимостей позволяет сделать вывод о том, что при снижении величины сопротивления воздуха на каждые 30% время разгона автомобиля А до скорости 60 км/ч практически не изменяется, а автомобиля Б снижается в среднем на 1,9%, при этом время разгона автомобилей А и Б до скорости, составляющей 80% максимальной, снижается в среднем соответственно на 5,8 и 9,3%.

В результате расчетов были получены также зависимости максимальной скорости от величины сопротивления воздуха. Пример такой зависимости для автомобиля А приведен на рис. 4. Анализ полученных зависимостей для автомобилей А и Б показывает, что максимальная скорость автомобиля Б в большей степени зависит от величины сопротивления воздуха. При снижении сопротивления воздуха на каж-

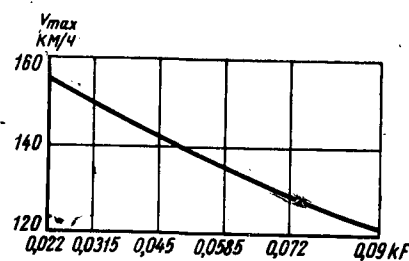


Рис. 4

дые 30% максимальная скорость автомобилей А и Б увеличивается в среднем соответственно на 4,7 и 6,1%.

Из изложенного следует, что сопротивление качению шин и сопротивление воздуха оказывают существенное влияние на время разгона и максимальную скорость автомобиля, причем степень влияния рассматриваемых факторов возрастает по мере увеличения конечной скорости разгона и снижения удельной мощности.

Изменение указанных факторов в значительно большей степени влияет на время разгона до различных скоростей, чем на пути 1000 м. В связи с этим при проведении дорожных испытаний автомобиля, направленных на доводку его динамических свойств, оценивать интенсивность разгона по времени разгона на пути 1000 м нецелесообразно.

ЛИТЕРАТУРА

1. Зимелев Г. В. Теория автомобиля. Машгиз, 1959.
2. Фалькевич Б. С. Теория автомобиля. Машгиз, 1963.
3. Чудаков Е. А. Теория автомобиля. Машгиз, 1950.
4. Лаптев С. А., Крестовников Г. А. «Автомобильная и тракторная промышленность», 1951, № 7.
5. Покорный Б. М. Сб. «Автомобилестроение», 1961, № 6.
6. Лурье М. И., Токарев А. А. Скоростные качества и топливная экономичность автомобиля. Изд-во «Машинное-ние», 1967.
7. Bulmer Ch. «Motor» (L), 1965, 10/IV, № 3281.
8. Carr G. Aerodynamic effect of modification to a typical car model. Доклад № 1963/4, M.I.R.A.

УДК 629.113—592.001.5

Статическая и статистическая характеристики тормозов автомобилей

Канд. техн. наук А. Ф. МАЩЕНКО

Московский автомобильно-дорожный институт

ВСЕ ИЗВЕСТНЫЕ методы статического расчета момента тормозов автомобилей предполагают постоянные условия контакта фрикционных элементов. Между тем, рабочий процесс тормоза, особенно барабанного, отличается значительной нестабильностью. Это связано с нестабильностью свойств фрикционных материалов, нестационарностью механического и теплового нагружения тормоза и т. п. Разработка общих решений [1 и 2] расширяет область оценки работы тормоза,

но не дает динамики процесса в целом. Рассмотрим методику, в основе которой лежат единые для каждой группы тормозов рационально выбранные номинальные условия статического расчета и определенная форма связи результатов расчета с данными испытаний.

Тормозной момент $M_m = CPr$ является линейной функцией суммарной приводной силы P . Коэффициент пропорциональности C представляет собой передаточное число тормоза

(колодки), т. е. отношение тормозного момента M_m к моменту приводной силы P , условное плечо приложения которой равно радиусу барабана r_0 или среднему радиусу диска r_d .

Передаточное число тормоза C — величина переменная, зависящая от коэффициента трения μ , геометрических и силовых параметров фрикционной пары. Функциональная зависимость $C(\mu)$ в дальнейшем называется статической характеристикой тормоза (тормозной колодки).

Для расчета статической характеристики барабанного тормоза любого типа в качестве номинальных условий целесообразно принять: синусоидальное распределение нормальных давлений по длине накладок; одинаковое во всех точках накладки значение коэффициента трения; постоянные размеры зоны контакта, определяемые углом β_0 охвата накладки и ее шириной B . Для дисковых тормозов можно принять равномерное распределение нормальных давлений при постоянном (одинаковом) коэффициенте трения и считать радиусом трения диска средний радиус накладки.

Данные условия обеспечивают достаточно хорошее совпадение расчетных значений момента тормозного механизма со средними результатами опытов и поэтому чаще других используются как основные [3 и 4].

Показательные результаты расчета статических характеристик тормозов некоторых серийных автомобилей по номинальным условиям. Расчет барабанных тормозов осуществлялся по унифицированной методике [2]. Для тормозов всех типов передаточные числа колодок первичной C' и вторичной C'' определялись по формуле

$$C = \frac{\mu h}{aK_0 \mp \mu(r_0 + bK_0)}, \quad (1)$$

где h , a и b — плечи сил;

$K_0 = \frac{\beta_0 + \sin \beta_0}{4 \sin \frac{\beta_0}{2}}$ — коэффициент касательных сил для синусоидального закона распределения нормальных давлений по длине симметричной накладки.

Расчеты показывают, что, несмотря на существенное различие в конструктивных схемах и размерах, тормоза серийных автомобилей имеют достаточно близкие статические характеристики. Например, при $\mu=0,35$ статические характеристики первичных колодок 30 тормозов проходят в интервале $\pm 9,3\%$ относительно среднего значения $C'=1,573$ с доверительной вероятностью 90%.

На рис. 1 приведено поле статических характеристик (штриховые линии) барабанных тормозов.

В ряде случаев при расчетах можно пользоваться типовыми характеристиками тормозов. На рис. 1 типовые характеристики, построенные по формуле

$$C = \frac{1,61 \mu}{0,71 \mp \mu}, \quad (2)$$

показаны сплошной линией для первичной C' и для вторичной C'' колодок.

Особенность конструкции тормоза проявляется в кривизне статической характеристики. Наименьшая кривизна статической характеристики свойственна тормозам с «плавающими» колодками: показатель

нелинейности $\frac{d^2 C}{d \mu^2}$ в точке с абсциссой $\mu=0,35$ у некоторых образцов равен 20—30, а предельное значение коэффициента трения $\mu_{пред}$ по усло-

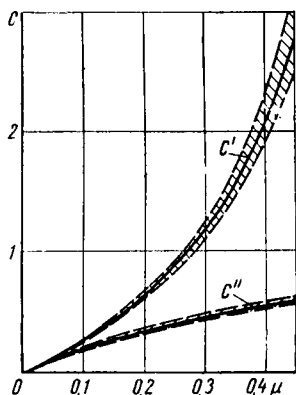


Рис. 1. Типовые статические характеристики первичных C' и вторичных C'' тормозных колодок барабанных тормозов автомобилей

виям работы тормоза без самозаклинивания равно 0,82—0,975. В тормозах с неподвижной осью качения колодок эти показатели

значительно ниже: $\frac{d^2 C}{d \mu^2} = 40 \div 55$ и $\mu_{пред} = 0,65 \div 0,75$.

Статическая характеристика тормоза с кулачковым разжимным устройством при симметричном профиле кулачка и одинаковых колодках приближенно может быть выражена линейной зависимостью $C=A\mu$, где $A=2,35 \div 2,07$. Меньшие значения относятся к тормозам со сравнительно малым диаметром барабана.

Единообразие расчетных условий позволяет оперировать числовыми показателями при оценке конструкции тормоза.

При сравнительной оценке эффективности тормозов разных типов используется значение передаточного числа при $\mu=0,35$ в расчете на суммарную приводную силу ΣP_i :

$$C_\phi = \frac{\sum_{i=1}^n P_i C_i}{\sum_{i=1}^n P_i},$$

где P_i и C_i — приводные силы и передаточные числа тормозных колодок.

Показатель, соответствующий числовому значению C_ϕ , в зарубежной практике известен как «средний колодочный фактор». Расчет тормозов дает следующие значения этого фактора:

Тормоз с равными перемещениями колодок $C_\phi = \frac{2C'C''}{C'+C''} = 0,80 \div 0,72$

Тормоз с равными приводными силами . . . $C_\phi = \frac{C'+C''}{2} = 1,12 \div 1,02$

Тормоз с двумя первичными колодками . . . $C_\phi = C' = 1,70 \div 1,42$

Для оценки тормозов одностипных автомобилей необходим измеритель, учитывающий не только тип, но и основные размеры тормоза. Удобными оказались понятия «единичный момент тормоза» и «единичное удельное давление».

Единичный момент M_m^0 — тормозной момент при суммарной приводной силе $P'+P''=1$ кГ, т. е.

$$M_m^0 = \frac{1}{100} r_0 C_\phi \text{ кГм/кГ}, \quad (3)$$

где радиус барабана выражен в см, а P' и P'' — приводная сила первичной и вторичной колодок. Единичный момент характеризует эффективность тормоза независимо от типа привода и отражает влияние типа тормоза и диаметра барабана.

Единичное удельное давление P_{max}^0 — максимальное удельное давление наиболее нагруженной (обычно первичной) колодки при тормозном моменте $M_m=1$ кГм, т. е.

$$P_{max}^0 = \frac{K 100}{2\mu r_0^2 B \sin \frac{\beta_0}{2} \cos \sigma} \text{ кГ/см}^2/\text{кГм}, \quad (4)$$

где K — коэффициент нагрузки колодки, определяющий долю момента одной колодки $\left(K = \frac{P'C'}{P'C'+P''C''} \geq 0,5\right)$;

σ — угол несимметричности накладок.

Единичное удельное давление характеризует энергонагруженность тормоза в сопоставимых условиях и отражает влияние размеров рабочей поверхности фрикционных накладок.

Для дисковых тормозов аналогичные измерители равны

$$\left. \begin{aligned} C_\phi &\approx \mu = 0,35; \\ M_m^0 &= \frac{1}{100} r_d C_\phi \text{ кГм/кГ}; \\ P^0 &= \frac{K 100}{\mu r_d F} \text{ кГ/см}^2/\text{кГм}, \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

где F — площадь одной накладки в см².

Величины единичных моментов и единичных удельных давлений для тормозов легковых и грузовых автомобилей приведены в таблице.

Исходя из единичных параметров, тормозной момент и максимальное удельное давление определяют по формулам

$$\left. \begin{aligned} M_m &= M_m^0 P \text{ кгМ}; \\ P_{\max} &= P_{\max}^0 M_m \text{ кг/см}^2, \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

где $P = P' + P''$ — суммарная приводная сила.

Тормоз	Единичный момент M_m в кгМ/кг	Единичное удельное давление $P_{\max}$ в кг/см ² /кгМ
Легковой автомобиль		
Передний: барабанный	0,11–0,24 до 0,75***	0,06–0,17 до 0,34*
дисковый	0,032–0,038	0,40–0,47
Задний: барабанный	0,11–0,16 до 0,75***	0,06–0,25 до 0,34*
дисковый	0,032–0,036	0,44–0,47
Грузовой автомобиль малой и средней грузоподъемности		
Передний барабанный . . .	0,15–0,20 до 0,32**	0,015–0,029
Задний барабанный . . .	0,15–0,22 до 0,28**	0,013–0,019

* Легковые автомобили особо малого класса.

** Тормоз с двумя первичными колодками.

*** Тормоз с самоусилением.

Статическая характеристика тормоза — это теоретическая зависимость, получить ее опытным путем нет возможности, так как нельзя «задать» в опытах принятые в расчетах значения коэффициента трения и других параметров, влияющих на передаточное число тормоза. Однако на основе общих решений статическая характеристика тормоза может быть увязана с опытными результатами работы тормоза; связь выражается в форме характеристик, представляющих зависимость эквивалентного коэффициента трения тормоза μ_{Σ} от основных эксплуатационных факторов.

Эквивалентный коэффициент трения тормоза μ_{Σ} является условным параметром, численно равным средней величине физического коэффициента трения контактной поверхности тормоза, включая эквивалентную поправку на отклонение действительного рабочего процесса тормоза от расчетного (номинального). Коэффициент μ_{Σ} может изменяться в более широких пределах, чем физический коэффициент трения, так как является комплексным параметром, отражающим изменение законов контактирования фрикционных пар тормоза.

Эквивалентный коэффициент трения тормоза μ_{Σ} находится по статической характеристике тормоза $C(\mu)$, соответственно действительному передаточному числу C_d тормоза. Передаточное число

$$C_d = \frac{M_m}{Pr} \quad (7)$$

(M_m тормозной момент измерен при испытаниях); где r — радиус барабана или диска.

Суммарная приводная сила P определяется в зависимости от давления P_e в системе привода тормозов, за вычетом потерь: постоянных, создающих начальную нечувствительность, и переменных, оцениваемых к.п.д. разжимного устройства η_k и его механического привода η_n . Значения μ_{Σ} , полученные в виде «простых статистических рядов» по данным стендовых испытаний тормоза или в характерных условиях эксплуатации автомобиля, позволяют построить гистограмму относительных частот $P^*(\mu) \%$ распределения эквивалентного коэффициента трения, называемого в дальнейшем статистической характеристикой тормоза. График $P^*(\mu_{\Sigma}) \%$ характеризует частоту различных сочетаний физических факторов, которые соответствуют одной и той же величине тормозного момента (передаточного числа).

Статистическая характеристика применима для количественной оценки стабильности тормоза в сопоставимых условиях работы тормоза; такими условиями являются стендовые испытания по программе, предусматривающей переменный ре-

жим [5]. Измерителем стабильности может служить коэффициент вариации передаточного числа тормоза

$$\delta_c = \frac{\Delta C}{C} = 2 \frac{C_{\max} - C_{\min}}{C_{\max} + C_{\min}}.$$

На рис. 2 приведены статистические характеристики барабанного тормоза с двумя различными фрикционными материалами, построенные по данным стендовых испытаний при различных давлениях в приводе управления, скорости, температуре, степени приработки и др. Тормозной момент принимался средним по трем измерениям в каждом режиме испытаний или средним в некотором интервале относительно точки отсчета. В данном примере видно, что работа тормоза характеризуется изменением эквивалентного коэффициента трения в довольно широких пределах. Коэффициент вариации δ_c при

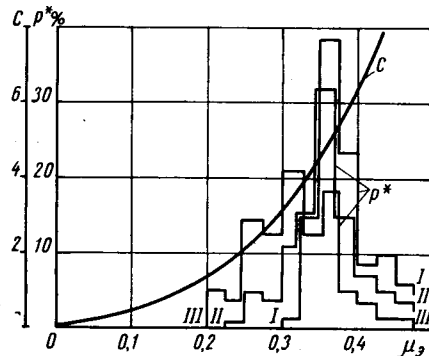


Рис. 2. Статическая C и статистические P^* характеристики барабанного тормоза при стендовых испытаниях с различными фрикционными материалами:

I — материал А, нагрев не более 120°;
 II — материал А, нагрев до 300°; III — материал В, нагрев до 300°

температурах тормоза до 120° (график I) составляет 1,08, а при нагревах до 300° возрастает до 1,43 для одного фрикционного материала (график II) и до 1,57 — для другого (график III).

Использование в качестве измерителя стабильности коэффициента вариации передаточного числа тормоза δ_c дает более правильный ответ, чем использование измерителя, выражающего относительную стабильность (чувствительность) тормоза:

$$e = \frac{\delta_c}{\delta_{\mu}},$$

где δ_{μ} — коэффициент вариации коэффициента трения μ .

Применение относительного измерителя e для сравнительной оценки одного тормоза с разными фрикционными материалами может дать неправильный результат. В данном примере показатель относительной стабильности e имеет значения: 3,5; 2,27 и 1,8, т. е. у фрикционного материала с явно худшими качествами по стабильности относительный показатель лучше. Аналогично для тормоза с линейной характеристикой при двух различных материалах с различными коэффициентами вариации δ_{μ_1} и δ_{μ_2} показатель относительной стабильности во всех случаях будет одинаковым, равным единице, хотя стабильность тормоза различная.

Статистические характеристики по частным параметрам выражают эффективность и стабильность тормоза в зависимости от приработки, температуры тормоза, скорости и давления в приводе. Представляют интерес некоторые результаты обработки материалов испытаний тормозов по скорости и давлению.

При стендовых испытаниях тормозов в режиме единичного торможения часто отмечается значительное (до 20% и более) снижение эффективности тормоза при повышении скорости начала торможения v_a даже до 70–90 км/ч. Однако анализ многочисленных данных испытаний тормозов показывает, что влияние скорости проявляется не самостоятельно, а в некотором сочетании с интенсивностью торможения — давлением в системе привода тормозов.

На рис. 3, а приведены два графика тормозного момента M_m в зависимости от скорости v_a начала торможения и давления p_c в системе для дискового (I) и барабанного (II) тормозов. Как видно из графиков, при малых давлениях p_c скорость не влияет на эффективность тормоза. Вместе с тем по мере увеличения скорости и давления снижение эффективности тормоза все более заметно.

Данные испытаний, выраженные в форме зависимостей коэффициента μ_0 от скорости v_a при различных давлениях p_c в приводе, носят более общий характер для тормозов разных типов (рис. 3, б), но не выявляют закономерностей. Предпринят поиск системы координат, в которой результаты (точки) испытаний располагались бы возможно ближе к линейной

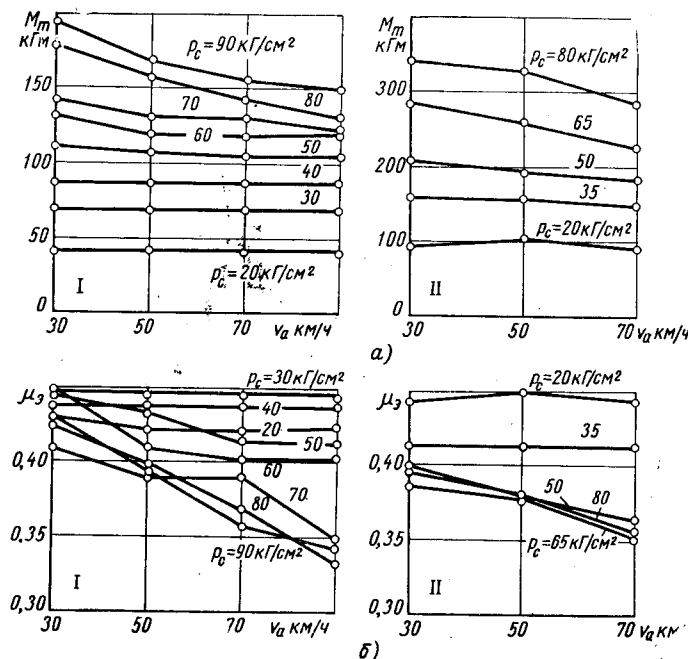


Рис. 3. Графики изменения тормозного момента M_m и эквивалентного коэффициента трения μ_0 в зависимости от скорости v_a начала торможения и давления p_c в приводе дискового (I) и барабанного (II) тормозов

зависимости. Выбрана ортогональная система координат $pv-\mu pv$. При этом под v понимается скорость скольжения фрикционной пары, равная скорости начала торможения (в м/сек), а под p — удельное давление фрикционной пары (в кг/см²).

Для дискового тормоза

$$p = \frac{\pi d^2}{4S} p_c \text{ кг/см}^2, \quad (8)$$

где d — диаметр рабочего цилиндра тормоза в см;

S — площадь фрикционной накладки в см².

Для барабанного тормоза

$$p = p_{\max} = \frac{P' a'}{2(b' - \mu) r_b B \sin \frac{\beta_0}{2} \cos \alpha}, \quad (9)$$

где a' , b' — коэффициенты статической характеристики первичной колодки тормоза.

Для оси ординат в комплекс pv вводится эквивалентный коэффициент трения μ_0 , а для оси абсцисс может приниматься эквивалентный и расчетный коэффициент трения $\mu_p = 0,35$.

В этой системе координат произведение pv является условным механическим комплексом, пропорциональным энергии инерционной массы стенда и интенсивности торможения, а μpv — удельной мощностью трения реального рабочего процесса тормоза. При этом удельная мощность трения за период торможения t равна

$$B_0 = \mu pv_{cp} \text{ кгм/см}^2 \text{сек}, \quad (10)$$

где v_{cp} — средняя скорость, при равномерно-замедленном

движении при $v_k = 0$ $v_{cp} = \frac{v_n}{2}$ (v_k и v_n — соответственно конечная и начальная скорости движения).

Данные стендовых испытаний тормоза: скорость v_a , давление p_c и эквивалентный коэффициент трения μ_0 , пересчитанные по формулам (8), (9) и нанесенные на графики $pv-\mu pv$, располагаются достаточно характерно; выделяются две зоны: первая (I) — все точки группируются относительно прямой линии — луча, исходящего из начала координат, и вторая (II) — все точки располагаются ниже прямой первой зоны (рис. 4).

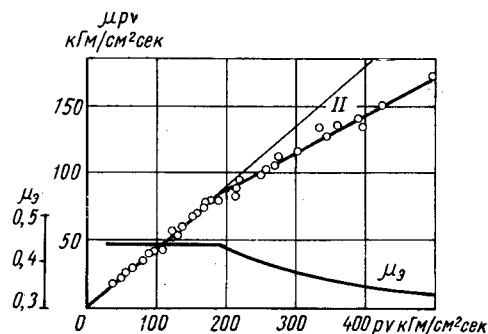


Рис. 4. График изменения удельной мощности трения μpv_{cp} и эквивалентного коэффициента трения дискового тормоза μ_0 от механического комплекса pv

Пользуясь методами математической статистики, точки первой зоны коррелируют прямой линией регрессии, а точки второй зоны — линией или параболой второй степени.

Линия регрессии $y = ax + b$, где коэффициенты a и b определяются системой уравнений:

$$\left. \begin{aligned} a \frac{\sum x_i^2}{n} + b \frac{\sum x_i}{n} &= \frac{\sum x_i y_i}{n}; \\ a \frac{\sum x_i}{n} + b &= \frac{\sum y_i}{n}. \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Выполненные расчеты показывают, что коэффициент b в уравнении первой зоны близок к нулю или имеет небольшую положительную величину. Вторая зона, коррелированная прямой линией и параболой, имеет сравнительно небольшое отличие от прямой, поэтому в пределах имеющихся данных испытаний тормозов вторая зона может с достаточной точностью быть выражена также прямой линией. Следовательно, есть основания говорить о наличии двух характерных законов (зависимостей) удельной мощности трения тормоза μpv от механического комплекса pv с некоторой переходной зоной: в первой зоне $\mu_0 pv = arv + b$; во второй зоне $\mu_0 pv = a_1 pv + b_1$.

Из этих уравнений получим зависимость эквивалентного коэффициента трения тормоза μ_0 от механического комплекса pv (рис. 4): первая зона $\mu_0 = a + \frac{b}{pv} \approx a$; вторая зона

$$\mu_0 = a_1 + \frac{b_1}{pv}.$$

Этот результат позволяет сделать важный для практики вывод, что при единичном торможении эффективность тормоза сохраняется достаточно стабильной только до некоторого критического уровня удельной мощности трения $B_{0кр} = \mu pv_{cp}$, соответствующей определенному механическому комплексу pv . Превышение критического значения механического комплекса (начальной скорости или давления) приводит к снижению энергоемкости тормоза и его эффективности. Падение эквивалентного коэффициента трения за пределами критической точки подчиняется гиперболическому закону.

Полученные автором данные о критической удельной мощности $B_{0кр}$ трения (для барабанных тормозов порядка

10—15 кгм/см²сек и для дисковых порядка 40 кгм/см²сек) достаточно близки к значениям допустимой удельной мощности трения, полученной другими исследователями [6] расчетным путем из условий теплопередачи и предельных температур поверхности асбодфрикционных материалов. Применение системы расчета тормозов по номинальным условиям в сочетании с данными обработки результатов испытаний тормозов на основе комплексного измерителя — эквивалентного коэффициента трения μ_e — методов математической статистики целесообразно для количественной характеристики эффективности тормоза и стабильности по основным эксплуатационным параметрам.

Крутильные колебания в трансмиссии автомобиля с учетом реактивных связей

М. С. МАСАЙДОВ

Московский автомеханический институт

ДЕТАЛИ трансмиссии автомобиля вместе с вращающимися частями двигателя, колесами и массой всего автомобиля образуют многомассовую упругую систему, которая при изменении скоростного режима приходит в колебательное движение. Одним из показателей этого движения является собственная частота, которая дает возможность определить резонансные зоны в системе. Переходя от реальной системы к ее эквивалентной модели, пренебрегают многими факторами. Расчетные схемы представляют в виде ряда сосредоточенных масс, соединенных между собой безмассовыми упругими звеньями. В эквивалентных моделях системы пренебрегают моментами инерции корпусов ведущего моста, двигателя, коробки передач и их реактивными жесткостями. Однако это недостаточно обосновано.

Некоторые схемы с учетом инерционных масс и упругостей реактивных элементов в авиастроении рассматривались И. Ш. Нейманом [1], в автомобилестроении В. М. Семеновым [2].

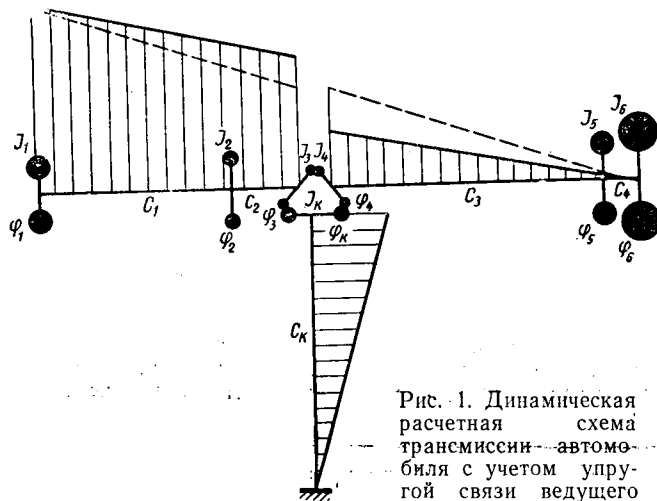


Рис. 1. Динамическая расчетная схема трансмиссии автомобиля с учетом упругой связи ведущего моста с кузовом;

J_1 — приведенный момент инерции вращающихся частей двигателя с расположенными на нем агрегатами, включая моменты инерции маховика и сцепления;
 J_2 — приведенный момент инерции коробки передач вместе с верхней карданной вилкой;
 J_3 — приведенный момент инерции карданного вала с нижней вилкой и ведущим зубчатым колесом главной передачи;
 J_4 — момент инерции заднего моста и приведенный к нему момент инерции карданного вала относительно шарнира;
 J_5 — момент инерции ведомого зубчатого колеса главной передачи;
 J_6 — момент инерции тормозного барабана и колес в сборе;
 J_7 — приведенный момент инерции автомобиля;
 C_1 — жесткость демпферного устройства в ведомом диске сцепления;
 C_2 — жесткость валов коробки передач на прямой передаче и жесткость карданного вала;

ЛИТЕРАТУРА

1. Бухарин Н. А. и др. Автомобили. Изд-во «Машиностроение», 1965.
2. Беленький Ю. Б. и др. Новое в расчете и конструировании тормозов автомобиля. Изд-во «Машиностроение», 1965.
3. Машенко А. Ф. «Автомобильная промышленность», 1968, № 2.
4. Фаробин Я. Е. «Автомобильная промышленность», 1968, № 1.
5. Метлюк Н. Ф. «Автомобильная промышленность», 1968, № 4 и 5.
6. Левенстерн О. Л. «Автомобильная промышленность», 1959, № 7.

УДК 629.113—578/—587.001.5

C_K — крутильная жесткость рессор в продольной плоскости;
 C_3 — жесткость полуосей;
 C_4 — жесткость шин ведущих колес.

Расчет трансмиссии с учетом инерционных масс и упругостей реактивных элементов несколько отличается от расчета обычной цепной схемы трансмиссии. Отличия обусловлены тем, что в цепной расчетной схеме отношения перемещений масс ведущего и ведомого элементов редуктора однозначно определяется передаточным отношением, учет реактивных связей превращает обычный редуктор в простой дифференциальный механизм с тремя звеньями и двумя степенями свободы. Следовательно, расчет на крутильные колебания трансмиссии автомобиля будет подобен расчету трансмиссии с дифференциальными механизмами.

Рассмотрим влияние момента инерции корпуса ведущего моста и реактивной жесткости рессор на значения собственных частот трансмиссии автомобиля с колесной формулой 4×2.

Расчетная эквивалентная схема приведена на рис. 1. В расчетной схеме учтена дифференциальная связь звеньев 3, 4 и К (рис. 2).

Для рассматриваемой схемы выражения кинетической и потенциальной энергии имеют вид

$$T = \frac{1}{2} (J_1 \dot{\varphi}_1^2 + J_2 \dot{\varphi}_2^2 + J_3 \dot{\varphi}_3^2 + J_4 \dot{\varphi}_4^2 + J_5 \dot{\varphi}_5^2 + J_6 \dot{\varphi}_6^2); \quad (6)$$

$$P = \frac{1}{2} [C_1 (\varphi_2 - \varphi_1)^2 + C_2 (\varphi_3 - \varphi_2)^2 + C_K \varphi_K^2 + C_4 (\varphi_5 - \varphi_4)^2 + C_5 (\varphi_6 - \varphi_5)^2], \quad (2)$$

где φ_i и $\dot{\varphi}_i$ — угловые перемещения и скорости соответствующих масс.

Выразим угловое перемещение заднего моста и его угловую скорость через перемещение и их производные ведущего

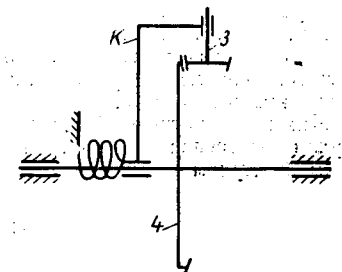


Рис. 2. Схема главной передачи автомобиля с учетом реактивной связи заднего моста с кузовом

щего и ведомого зубчатых колес главной передачи. Используя принцип виртуальных перемещений для дифференциального механизма (рис. 2), получим

$$\varphi_K = \varphi_4 - \frac{\varphi_3}{i_0}, \quad (3)$$

где i_0 — передаточное число главной передачи;

$$\dot{\varphi}_K^2 = \dot{\varphi}_4^2 - \frac{2 \dot{\varphi}_4 \dot{\varphi}_3}{i_0} + \frac{\dot{\varphi}_3^2}{i_0^2}. \quad (4)$$

Подставим выражения (3) и (4) в уравнения (1). После проведения всех необходимых операций дифференцирования кинетической и потенциальной энергии и подстановки соответствующих выражений в уравнение Лагранжа второго рода получим систему дифференциальных уравнений 2-го порядка с постоянными коэффициентами

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 + C_1 (\varphi_1 - \varphi_2) = 0; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 - C_2 (\varphi_1 - \varphi_2) + C_2 (\varphi_2 - \varphi_3) = 0; \\ \left(J_3 + \frac{J_K}{i_0^2} \right) \ddot{\varphi}_3 - \frac{J_K \varphi_4}{i_0} - C_2 (\varphi_2 - \varphi_3) + C_K \times \\ \times \left(\frac{\dot{\varphi}_3^2}{i_0^2} - \frac{\dot{\varphi}_4}{i_0} \right) = 0; \\ (J_K + J_4) \ddot{\varphi}_4 - \frac{J_K \ddot{\varphi}_3}{i_0} + C_K \left(\varphi_4 - \frac{\varphi_3}{i_0} \right) + C_3 (\varphi_4 - \varphi_5) = 0; \\ J_5 \ddot{\varphi}_5 - C_3 (\varphi_4 - \varphi_5) + C_4 (\varphi_5 - \varphi_6) = 0; \\ J_6 \ddot{\varphi}_6 - C_4 (\varphi_5 - \varphi_6) = 0. \end{cases} \quad (5)$$

Примем частное решение в виде $\varphi_i = \lambda_i \sin(\omega t + \alpha)$ и, подставив его в уравнения (5), получим систему алгебраических уравнений:

$$\begin{aligned} -J_1 \omega^2 \lambda_1 + C_1 (\lambda_1 - \lambda_2) &= 0; \\ -J_2 \omega^2 \lambda_2 - C_1 (\lambda_1 - \lambda_2) + C_2 (\lambda_2 - \lambda_3) &= 0; \\ -\omega^2 \left(J_3 + \frac{J_K}{i_0^2} \right) \lambda_3 + \omega^2 \frac{J_K \lambda_4}{i_0} - C_2 (\lambda_2 - \lambda_3) + C_K \times \\ \times \left(\frac{\lambda_3}{i_0^2} - \frac{\lambda_4}{i_0} \right) &= 0; \\ -\omega^2 (J_K + J_4) \lambda_4 + \omega^2 \frac{J_K \lambda_3}{i_0} + C_K \left(\lambda_4 - \frac{\lambda_3}{i_0} \right) + C_3 (\lambda_4 - \lambda_5) &= 0; \\ -\omega^2 J_5 \lambda_5 - C_3 (\lambda_4 - \lambda_5) + C_4 (\lambda_5 - \lambda_6) &= 0; \\ -\omega^2 J_6 \lambda_6 - C_4 (\lambda_5 - \lambda_6) &= 0. \end{aligned} \quad (6)$$

Приравняв нулю определитель этой системы уравнений, можно получить частотное уравнение. Так как число степеней свободы системы больше трех, то частоты системы определяются одним из приближенных методов. Воспользуемся методом остатка или последовательных приближений. Этот табличный метод анализа колебательных систем, состоящих из нескольких масс и имеющих сосредоточенные параметры, помимо собственных частот, дает возможность определить отношения амплитуд колебаний и построить главные формы колебаний.

При расчете систем с дифференциальными механизмами этот метод имеет свои особенности, обусловленные двумя степенями свободы дифференциального механизма, которые были показаны в работе [3].

Как и при расчете обычных цепных систем, задаемся амплитудой перемещений первой массы и частот, а затем по известным формулам

$$\lambda_i = \lambda_{i-1} + \frac{M_i}{C_{i-1}}$$

и

$$M_i = M_{i+1} + J_i \lambda_i \omega^2, \quad (7)$$

где λ_i и λ_{i+1} — амплитуды колеблющихся масс;

$M_i = C_i (\lambda_{i-1} - \lambda_i)$ и $M_{i-1} = C_{i-1} (\lambda_i - \lambda_{i-1})$ — упругие моменты за соответствующими маховыми массами;

C_i — крутильная жесткость участка вала, соединяющего $i-1$ и i маховые массы;

ω — частота колебаний системы,

определяем амплитуды и упругие моменты для левой ветви расчетной схемы, приведенной на рис. 1.

Чтобы перейти к правой ветви системы, необходимо определить амплитуду звена J_4 и момент M_4 , действующий за этим звеном. Значение амплитуды звена J_4 зависит от λ_3 , M_3 , ω , J_K и определяется из системы уравнений (6):

$$\lambda_4 = \frac{\lambda_3 \omega^2 \left(J_3 + \frac{J_K}{i_0^2} \right) + C_2 (\lambda_2 - \lambda_3) - \frac{C_K \lambda_3}{i_0}}{\left(\frac{\omega^2 J_K}{i_0} - \frac{C_K}{i_0} \right) - \frac{i_0 M_3}{J_K \omega^2 - C_K}} = \frac{\lambda_3}{i_0} \quad (8)$$

Для определения упругого момента M_4 используем формулу

$$M_4 = M_{34} - J_4 \lambda_4 \omega^2,$$

где M_{34} — упругий момент, действующий на звено J_4 .

Величина момента M_{34} определяется из условия равновесия дифференциального механизма:

$$M_{34} = M_3 i_{34},$$

где

$$i_{34} = \frac{\varphi_3}{\varphi_4} \text{ при } \varphi_K = 0.$$

Зная λ_4 и M_4 , можно просчитать обычным методом правую цепную ветвь. Если принятая частота является собственной частотой, то момент $M_6 = R$ («внешний момент») за последней массой должен быть равен нулю.

Если пробное значение частоты не совпадает ни с одной из собственных частот, то «внешний момент» не будет равен нулю.

Чтобы ускорить расчет, необходимо строить график $R=f(\omega)$, который позволяет интерполированием быстрее найти собственные частоты. Кривая R пересекает ось ω при значениях 0, ω_1 , ω_2 , ..., ω_5 , которые и являются собственными частотами системы.

Ниже приведена последовательность расчета по методу остатка для рассматриваемой системы:

$$\begin{aligned} \lambda_1 &= 1 & M_1 &= -J_1 \omega^2 \lambda_1; \\ \lambda_2 &= \lambda_1 + \frac{M_1}{C_1} & M_2 &= M_1 - J_2 \lambda_2 \omega^2; \\ \lambda_3 &= \lambda_2 + \frac{M_2}{C_2} & M_3 &= M_2 - J_3 \lambda_3 \omega^2; \\ \lambda_4 &\text{ по формуле (8)} & M_4 &= M_3 i_{34} - J_4 \lambda_4 \omega^2; \\ \lambda_5 &= \lambda_4 + \frac{M_4}{C_3} & M_5 &= M_4 - J_5 \omega^2 \lambda_5; \\ \lambda_6 &= \lambda_5 + \frac{M_5}{C_4} & R &= M_6 = M_5 - J_6 \lambda_6 \omega^2. \end{aligned}$$

Значения собственных частот трансмиссии автомобиля «Москвич-412», рассчитанные без учета реактивной жесткости и момента инерции ведущего моста и с учетом их, приведены в таблице.

Частота	Расчетные значения собственных частот в 1/сек	
	без учета реактивной связи заднего моста с кузовом	с учетом реактивной связи заднего моста с кузовом
ω_1	50,1	37,1
ω_2	278	275
ω_3	396	394
ω_4	—	158

Формы главных колебаний, соответствующие найденным первой и третьей частотам трансмиссии автомобиля с учетом реактивной жесткости и момента инерции ведущего моста «Москвич-412», приведены на рис. 1 и 3. Штриховыми линиями на этих рисунках показаны формы колебаний без учета реактивной жесткости и момента инерции заднего моста.

Сравнив частоты в таблице и формы колебаний по рис. 1 и 3, видим, что учет момента заднего моста и крутильной жесткости рессор существенно уменьшает значение первой частоты, в данном случае с 8,1 до 5,9 гц; значительные изменения соответственно получены и в форме колебаний для этой частоты.

Значения второй и третьей частот с учетом реактивной податливости и без ее учета меняются незначительно. Главные формы колебаний, построенные для системы с учетом реактивной податливости, показывают, что гармонический упругий момент, воспринимаемый рессорой, незначителен по сравнению с

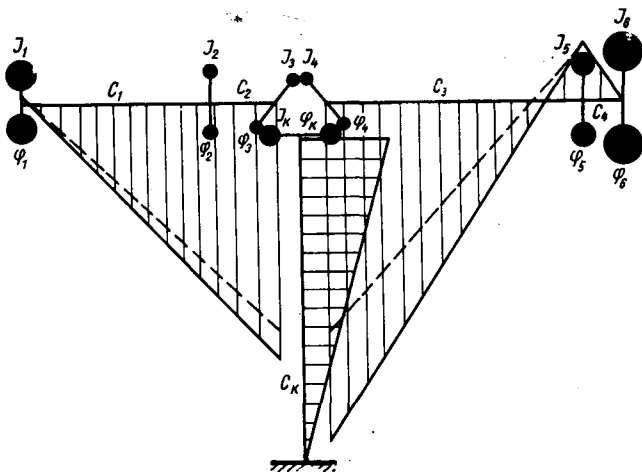


Рис. 3. Форма колебаний, соответствующая третьей частоте

моментом полуоси. Следовательно, только незначительные моменты при резонансе со второй и третьей частотами могут передаваться через рессору на кузов (рис. 3). Как видно из рис. 3, момент на рессоре в 5,6 раз меньше, чем на полуоси.

Найдена еще одна собственная частота f^* , обусловленная введением массы корпуса заднего моста и реактивной упругости.

Поскольку расчет выявил значительное влияние на первую частоту момента инерции ведущего моста и жесткости рессор, были определены частоты трансмиссии с увеличенной и уменьшенной в 2 раза по сравнению с имеющейся на автомобиле жесткостью рессор. Результаты расчета приведены на рис. 4.

Уменьшение жесткости рессор в 2 раза снижает первую частоту с 5,9 до 4,8 (18%). Увеличение жесткости рессор в 2 раза соответственно повышает первую частоту с 5,9 до 6,75 (14%). Пренебрежение в расчетной схеме реактивной связью заднего моста дает завышенное значение первой частоты, в данном случае до 8,1, что составляет 27%.

Завышенное значение первой частоты эквивалентно увеличению общей жесткости трансмиссии, величина которой используется при расчете нагрузок трансмиссии от двигателя при трогании с места резким включением сцепления и при торможении автомобиля до юза без включения сцепления [4]. Инер-

ционный момент на маховике, возникающий в этих случаях, определяют по формуле

$$M_j = \omega_0 \sqrt{J C},$$

где ω_0 — угловая скорость маховика;

J — момент инерции маховика;

C — приведенная жесткость трансмиссии.

Значения этого момента, рассчитанного с учетом реактивной связи заднего моста и без ее учета, будут отличаться на такую же величину, на какую отличаются принимаемые первые собственные частоты трансмиссии.

Проверка правильности принятой расчетной схемы и теоретических положений проводилась на автомобиле «Москвич-412» и на стенде, имитирующем трансмиссию автомобиля, где имела возможность менять жесткость рессор.

На стенде в зависимости от жесткости реактивной связи были получены собственные частоты системы. Значения получаемых частот находились в диапазоне 5,2—8,2 гц. Меньшие значения соответствовали «мягкой рессоре», большие — жесткому креплению заднего моста к основанию стенда.

Запись момента, воспринимаемого рессорой, подтвердила положение, что на первой частоте парциальная система задний мост — рессора плохо защищает кузов от возбуждающего момента, идущего от трансмиссии через рессору.

На стенде были обнаружены резонансные частоты $f = 28 \div 35$ гц, соответствующие собственным колебаниям балки ведущего моста.

Эксперимент подтвердил и то положение, что высокочастотные крутильные колебания в трансмиссии незначительно воспринимаются рессорой, а следовательно, и слабо передаются на кузов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Нейман И. Ш. Динамика авиационных двигателей. Оборонгиз, 1940.
2. Семенов В. М. Некоторые особенности работы грузового автомобиля в условиях бездорожья. Труды НАМИ. Вып. 46, 1962.
3. Панченко В. И. Вопросы геометрии и динамики зубчатых передач. Изд-во «Наука», 1964.
4. Лукни П. П. «Автомобильная промышленность», 1956, № 3.

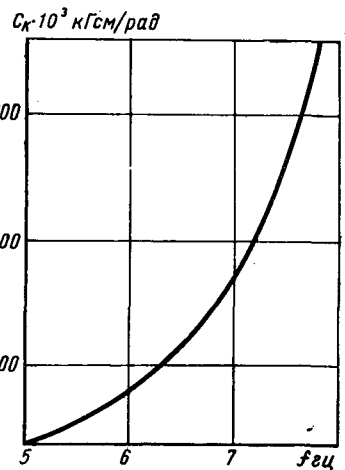


Рис. 4. Связь первой частоты трансмиссии и жесткости рессор

Определение жесткости рычажной подвески

Канд. техн. наук И. Н. УСПЕНСКИЙ
Горьковский политехнический институт

НЕСМОТЯ на актуальность и кажущуюся простоту задачи определения жесткости независимой рычажной подвески, до настоящего времени не создано методики, которая позволяла бы решать ее с требуемой при проектировании точностью. Учитывая большое разнообразие конструктивных форм современных подвесок, такое решение желательно искать в создании общей методики, которую можно было бы применить для любого частного случая.

Рассмотрим работы двухрычажной трапецевидной подвески, у которой упругий элемент (спиральная пружина) опирается на нижний рычаг (рис. 1). При перемещении колеса

в вертикальном направлении на величину S спиральная пружина испытывает три вида деформации: сжатие под воздействием осевой силы P , изгиб от боковой силы Q и изгиб от действия момента M . Деформация сжатия пружины характеризуется величиной f , деформация изгиба — линейной величиной x и углом перекоса γ .

Пренебрегая трением в шарнирах подвески, получим уравнение баланса работы при перемещении колеса на величину dS

$$TdS = Pdf + Qdx + Md\gamma, \quad (1)$$

где T — вертикальная сила, действующая на подвеску (численно равна вертикальной реакции между колесом и дорогой, за вычетом веса неподрессоренных масс).

Из уравнения (1) можно получить зависимость между силами, действующими в подвеске,

$$T = P \frac{df}{dS} + Q \frac{dx}{dS} + M \frac{d\gamma}{dS}. \quad (2)$$

Выражение для определения жесткости подвески получим дифференцированием уравнения (2), которое после некоторых преобразований примет вид

$$\frac{dT}{dS} = P \frac{d^2f}{dS^2} + \frac{dP}{df} \left(\frac{df}{dS} \right)^2 + Q \frac{d^2x}{dS^2} + \frac{dQ}{dx} \left(\frac{dx}{dS} \right)^2 + M \frac{d^2\gamma}{dS^2} + \frac{dM}{d\gamma} \left(\frac{d\gamma}{dS} \right)^2. \quad (3)$$

Уравнение (3) справедливо для случая, когда оба конца пружины имеют жесткое крепление. Если один конец пружины

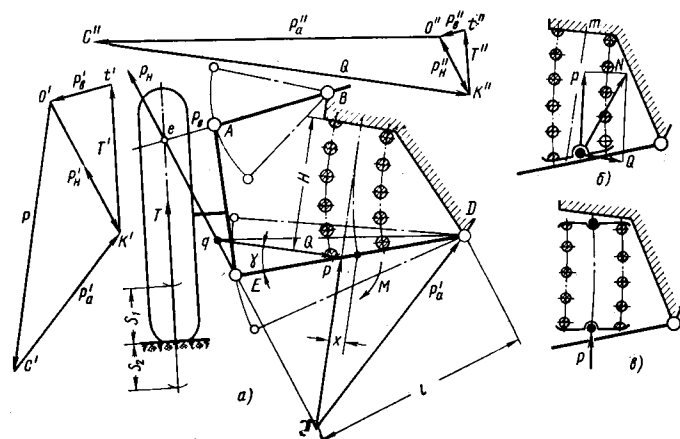


Рис. 1. Схема трапецевидной передней подвески автомобиля с расположением пружины на нижнем рычаге:

а — бесшарнирное закрепление пружины; б — одношарнирное закрепление пружины; в — двухшарнирное закрепление пружины

ны имеет шарнирное крепление (рис. 1, б), то вследствие отсутствия изгибающего момента M уравнение (3) можно упростить:

$$\frac{dT}{dS} = P \frac{d^2f}{dS^2} + \frac{dP}{df} \left(\frac{df}{dS} \right)^2 + Q \frac{d^2x}{dS^2} + \frac{dQ}{dx} \left(\frac{dx}{dS} \right)^2. \quad (4)$$

Если шарнирно прикрепляются оба конца пружины (рис. 1, в), то уравнение приводится к виду, данному в работах [1 и 2],

$$\frac{dT}{dS} = P \frac{d^2f}{dS^2} + \frac{dP}{df} \left(\frac{df}{dS} \right)^2. \quad (5)$$

Силы и моменты, действующие на пружину, могут быть описаны следующим образом. Считаем, что на пружину подвески по всей ее опорной поверхности с нижним рычагом действуют элементарные силы, характер распределения которых, в общем случае, неизвестен. Действие всех элементарных сил можно заменить одной равнодействующей силой, величина и точка приложения которой неизвестны. Эту силу можно разложить на две составляющие: силу P , параллельную, и силу Q , перпендикулярную оси пружины. Силы P и Q из точки их действительного приложения можно перенести в точку пересечения оси пружины с ее опорной поверхностью, добавив для сохранения равновесия момент M . Таким образом, силы P , Q и момент M заменяют действие одной суммарной силы. Если имеется чертеж подвески, то графическим построением легко определить осевую деформацию пружины f , ее поперечную деформацию x и угол перекаса γ .

Величину силы P можно легко определить из выражения

$$P = \frac{dP}{df} f = \frac{4GJ_0f}{\pi D^3 n},$$

где $\frac{dP}{df}$ — осевая жесткость пружины;

G — модуль упругости второго рода;

J_0 — полярный момент инерции сечения проволоки пружины;

D — средний диаметр витка пружины;

n — число рабочих витков пружины.

Рассмотрим далее методику определения величины Q , M ,

$\frac{dQ}{dx}$ и $\frac{dM}{d\gamma}$. Известно, что полная поперечная деформация

пружины x и полный угол перекаса γ возникают в результате совместного действия поперечной силы Q и момента M . Принимая указанные на схеме подвески (рис. 1, а) направления силы, момента и деформаций за положительные, можно установить, что

$$x = x_1 - x_2, \quad (6)$$

$$\gamma = \gamma_1 - \gamma_2, \quad (7)$$

где x_1 и x_2 — деформации изгиба пружины соответственно под воздействием силы Q и момента M ;

γ_1 и γ_2 — угловые деформации пружины соответственно под воздействием силы Q и момента M .

Между деформациями x_1 , x_2 , γ_1 и γ_2 , с одной стороны, и величинами Q и M , с другой стороны, можно установить функциональную связь, если использовать в несколько преобразованном виде формулы, приведенные в работе [3]:

$$x_1 = \frac{1,2nDH^2Q}{EJ_x}; \quad x_2 = \frac{1,8nDHM}{EJ_x};$$

$$\gamma_1 = \frac{1,8nDHQ}{EJ_x}; \quad \gamma_2 = \frac{3,6nDM}{EJ_x}.$$

Экспериментальной проверкой установлено, что погрешность определения по этим формулам деформаций составляет 2—5%. Это вполне допустимо при технических расчетах. Подставляя приведенные значения величин поперечных и угловых деформаций в уравнения (6) и (7) и решая эти уравнения совместно, получим выражения для определения Q и M в зависимости от величин x и γ :

$$Q = \frac{1,67EJ_x(2x - H\gamma)}{DnH^2}; \quad (8)$$

$$M = \frac{1,11EJ_x(1,5x - H\gamma)}{DnH}, \quad (9)$$

где E — модуль упругости первого рода;

J_x — экваториальный момент инерции сечения проволоки пружины;

H — высота пружины в рабочем состоянии.

Для нескольких произвольно выбранных положений рычага подвески (во всем диапазоне перемещения колеса) графически следует определить γ , x и H . Затем для каждого положения рычага, используя формулы (8) и (9), можно расчетным путем определить величины Q и M .

Величины $\frac{dQ}{dx}$ и $\frac{dM}{d\gamma}$ определяются графическим дифференцированием, так как предыдущими расчетами устанавливается графическая зависимость Q и M соответственно от величин x и γ .

$$\text{Величины } \frac{df}{dS}; \quad \frac{d^2f}{dS^2}; \quad \frac{dx}{dS}; \quad \frac{d^2x}{dS^2}; \quad \frac{d\gamma}{dS}; \quad \frac{d^2\gamma}{dS^2},$$

входящие в выражения (3)—(5), можно определять аналитически. Однако это связано с трудоемкими вычислениями. Удобнее для этой цели использовать графо-аналитический способ. Для повышения точности расчета используем вытекающие из уравнения (1) зависимости

$$\frac{df}{dS} = \frac{T'}{P}; \quad \frac{dx}{dS} = \frac{T''}{Q}; \quad \frac{d\gamma}{dS} = \frac{T'''}{M},$$

где T' , T'' и T''' — соответствующие части полной вертикальной силы T , уравнивающей при перемещении колеса вверх силы P , Q и момент M .

Очевидно, что $T = T' + T'' + T'''$.

Рассмотрим графический способ определения указанных выше величин для подвески, схема которой изображена на рис. 1. Принимаем, что на подвеску действует одна внешняя сила T , приложенная в центре контакта колеса с дорогой.

На вертикальную стойку подвески (рис. 1) действуют три силы: реакция, приложенная к колесу со стороны дороги T , реакция верхнего рычага P_B направленная вдоль его оси, и реакция со стороны нижнего рычага P_K , которая должна проходить через точку пересечения линий действия сил T и P_B (точка e) и центр наружного шарнира нижнего рычага подвески (точка E). Задаваясь произвольной величиной реакции T , поскольку в данном случае определяются не абсолютные значения сил, а только их соотношения, можно определить численное значение реакций P'_B и P'_K , построив силовой треугольник $O't'K'$.

Нижний рычаг подвески находится под воздействием следующих сил и моментов: реакции со стороны стойки P_K , реакции на внутреннем шарнире рычага P_a (в точке D) и реакции со стороны пружины P , Q и M . Величину силы P определяем построением силовых треугольников $O'K'C'$ для ряда положений рычагов подвески. Эти построения позволяют найти величину

$$\frac{df}{dS} = \frac{T'}{P} \quad \text{для ряда положений подвески.}$$

Аналогично, задаваясь величиной реакции T'' , можно определить численное значение реакций P''_B и P''_K , построив силовой треугольник $O''t''K''$ (рис. 1). Для этого построения мог бы использоваться треугольник $O't'K'$, и лишь для удобства размещения силовых треугольников на чертеже сделано новое построение. Силу Q определим построением силового треугольника $O''K''C''$ (для ряда положений рычагов подвески).

При построении силовых треугольников надо учитывать, что сила P всегда направлена вдоль оси пружины, а сила Q перпендикулярна к ней. Реакция P'_a должна проходить через центр внутреннего шарнира (точка D на рис. 1) и точку пересечения линий действия сил P и P'_K (точка u), а реакция P''_a — через центр внутреннего шарнира (точка D) и точку пересечения линий действия сил Q и P''_K (точка q).

Определяем, что

$$\frac{d\gamma}{dS} = \frac{T'''}{M} = \frac{T'''}{P''_K l}, \quad (10)$$

где l — плечо силы P_K относительно оси вращения нижнего рычага (точка D).

В результате этих построений должна быть получена в виде графика зависимость величин $\frac{df}{dS}$, $\frac{dx}{dS}$ и $\frac{d\gamma}{dS}$ от хода колеса S . Графическим дифференцированием можно получить величины

$$\frac{d^2 f}{dS^2}, \quad \frac{d^2 x}{dS^2} \quad \text{и} \quad \frac{d^2 \gamma}{dS^2}.$$

После подстановки всех полученных величин в уравнение (3) рассчитывается жесткость подвески.

При одношарнирном и двухшарнирном закреплении пружины определение жесткости упрощается. Для этой цели можно использовать формулы (4) и (5). Методика определения жесткости рычажной трапецевидной подвески с двухшарнирным закреплением упругого элемента подробно изложена в работе [2], однорычажной подвески — в работе [4].

Жесткость трапецевидной подвески с пружиной, укрепленной на верхнем рычаге (рис. 2), определяется аналогично. Однако следует учитывать, что в этом случае реакция на нижнем рычаге P_K действует вдоль его оси (проходит через точки E и D). Реакция на верхнем рычаге P_B проходит через точку пересечения линий действия сил P_K и T (точка e) и наружный шарнир верхнего рычага (точка A). Реакции P_B и P_K определяются построением силового треугольника $OitK$, а

поперечная сила Q и момент M , действующие на пружину, — как и в предыдущем случае с использованием формул (8) и (9). Аналогично определяются величины $\frac{dQ}{dx}$ и $\frac{dM}{d\gamma}$.

Как видно из схемы подвески, изображенной на рис. 2, силы P и Q нецелесообразно определять построением силового треугольника. Удобнее это делать, рассмотрев равновесие рычага относительно точки B . В данном случае имеем

$$\frac{df}{dS} = \frac{T'}{P_B} \cdot \frac{l_1}{l_0}; \quad \frac{dx}{dS} = \frac{T''}{P_B} \cdot \frac{m}{l_0}; \quad \frac{d\gamma}{dS} = \frac{T'''}{M} = \frac{T'''}{P_B l},$$

где l_0 , l_1 и m — соответственно плечи сил P_B , P и Q относительно точки вращения верхнего рычага (точка B).

Значения величин $\frac{d^2 f}{dS^2}$, $\frac{d^2 x}{dS^2}$ и $\frac{d^2 \gamma}{dS^2}$ определяются так

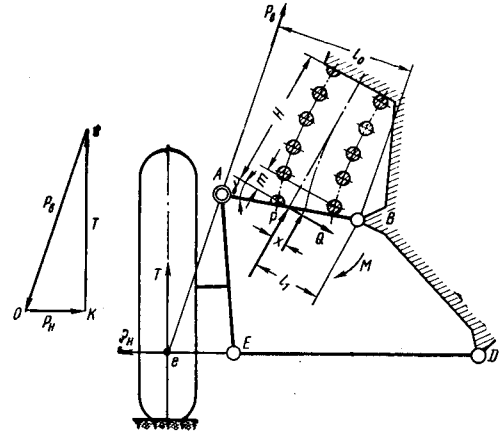


Рис. 2. Схема трапецевидной подвески с расположением пружины на верхнем рычаге

же, как и для подвески, изображенной на рис. 1. Величины P , Q и M находятся из тех же уравнений, что и в предыдущем случае. Для определения жесткости подвески, в зависимости от конструкции крепления пружины, следует воспользоваться формулами (3), (4) и (5).

В ряде случаев необходимо знать не только характер изменения жесткости подвески, но и иметь ее полную характеристику, т. е. определить зависимость T от S . Для получения полной характеристики подвески можно воспользоваться уравнением (2). Графическим дифференцированием полученной характеристики можно определить жесткость подвески. Этот

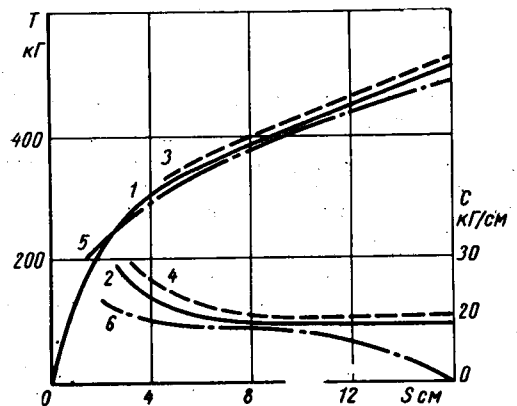


Рис. 3. Характеристика передней подвески автомобиля ГАЗ-21:

1 и 2 — экспериментально полученные зависимости соответственно T от S и C от S ; 3 и 4 — те же зависимости, полученные расчетом для реальной подвески; 5 и 6 — те же зависимости, но полученные расчетом в предположении, что пружина подвески имеет двухшарнирное закрепление; T — вертикальная нагрузка на подвеску; S — перемещение колеса; C — жесткость подвески

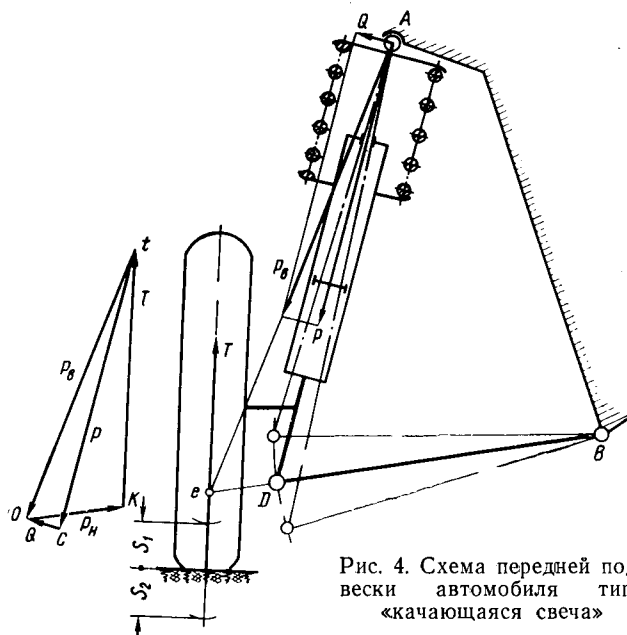


Рис. 4. Схема передней подвески автомобиля типа «качающаяся свеча»

способ использован для расчета характеристики подвески автомобиля ГАЗ-21. Параллельно на специальном стенде экспериментально определялись жесткости подвески этого автомобиля.

На рис. 3 приведены результаты теоретического и экспериментального определения характеристики передней подвески автомобиля ГАЗ-21, которые подтверждают высокую точность предлагаемого метода расчета.

Изложенную методику можно использовать и для определения жесткости подвески типа «качающаяся свеча» (подвеска Макферсона). В настоящее время она широко применяется в качестве передней подвески легковых автомобилей (рис. 4). Жесткость подвески определяется из выражения (5). Соотношение сил T и P получают из силовых треугольников OKt и OCt (рис. 4), которые строят в следующем порядке:

- 1) проводится линия Kt параллельно направлению линии действия силы T ;
- 2) на линии Kt в произвольном масштабе откладывается величина силы T ;
- 3) из точки t проводится линия Ot параллельно линии eA (точка e образуется пересечением оси рычага BD и вертикальной оси колеса);
- 4) из точки K проводится линия OK параллельно оси рычага DB ;
- 5) из точки t проводится линия tC параллельно оси вертикальной стойки AD ;
- 6) из точки O проводится линия, перпендикулярная к оси вертикальной стойки AD (точка O образуется пересечением линий Ot и OK).

Величина осевой силы P , сжимающей пружину, в принятом масштабе определяется длиной отрезка tC . Характеристику подвески и ее жесткости можно без затруднений определить по изложенной выше методике.

ЛИТЕРАТУРА

1. Успейский И. Н. «Автомобильная промышленность», 1964, № 8.
2. Мельников А. А., Успенский И. И. Проектирование пневматических подвесок. Волго-Вятское книжное издательство, 1965.
3. Пономарев С. Д. Расчет и конструирование витых пружин. ОНТИ, 1938.
4. Шаколии Н. К. «Автомобильная промышленность», 1967, № 7.

УДК 629.113.001.42

Определение минимально необходимого пробега при измерениях параметров режима работы автомобиля

В. В. ЧУМАКОВ

Горьковский автозавод

В СООТВЕТСТВИИ с современными теориями детали автомобилей нужно рассчитывать на основе данных о действительных режимах движения автомобилей по различным дорогам. Большое значение эти данные имеют для разработки программ стендовых и форсированных дорожных испытаний. Параметры скоростного и нагрузочного режимов работы трансмиссии автомобиля для одной и той же дороги и одного и того же водителя изменяются в довольно широких пределах, поэтому требуется в каждом конкретном случае устанавливать какую-то минимально необходимую продолжительность дорожных испытаний, чтобы получить с определенной степенью точности данные о вероятностных свойствах измеряемых параметров.

Вопрос о минимально необходимой длительности испытаний рассматривался многими авторами, однако до сих пор его нельзя считать окончательно решенным. Некоторые методики [1] дают решение только для одного какого-то параметра, а согласно другим [2] для определения минимально необходимой продолжительности испытаний необходимо проведение работ, по трудоемкости сравниваемых с самими испытаниями. Так, по методике, разработанной в научно-исследовательском институте автомобильного транспорта О. В. Соколовым, на одной и той же дороге проводится несколько серий экспериментальных заездов различной продолжительности, во время которых измеряется дисперсия изучаемых параметров. По данным, полученным о параметре с максимальной изменчивостью, определяется продолжительность и количество заездов, обеспечивающих заданную степень точности при минимальном суммарном пробеге. Этот метод дает достаточ-

но точные и достоверные данные, однако он слишком трудоемок для повседневной работы.

Разработан упрощенный метод, который дает возможность с некоторым приближением, но быстро определить минимально необходимую продолжительность испытаний на определенной дороге.

При разработке метода исходим из предпосылки, что одним из основных процессов, характеризующих условия движения, маршрут и навыки водителя, является изменение скорости автомобиля. Правомочность такого допущения для большинства видов дорог подтверждают исследования Л. С. Приходько [3], который показал, что между различными характеристиками работы автомобиля существуют довольно тесные корреляционные связи. Следовательно, аналогичные связи должны существовать и между характерами протекания самих процессов, в частности между их изменчивостью. Поэтому, определив минимально необходимый пробег для изучения изменения скорости движения, можно на основании экспериментальных данных перейти и к минимально необходимому пробегу для оценки прочих параметров работы автомобиля. Такая предпосылка не является точной, но, как показали проведенные эксперименты, в большинстве случаев (исключая движение по песку) приводит к удовлетворительным с практической точки зрения результатам.

Исходные данные для разработки приближенного метода получены на основе изучения изменения скорости движения грузовых автомобилей ГАЗ на разных дорогах. При этом сделано второе допущение, что процесс изменения скорости движения автомобиля по дороге, обладающей некоторым пос-

гоистством характеристик на всей протяженности измерения, является стационарным. Это также не совсем точно, но допустимо для практических целей.

Для характеристики стационарных процессов используются три основные вероятностные характеристики — математическое ожидание m_v , дисперсия σ_v^2 и корреляционная функция $R_v(\tau)$.

Корреляционная функция

$$R_v(\tau) = \frac{1}{T} \int_0^T v(t) v(t + \tau) dt, \quad (1)$$

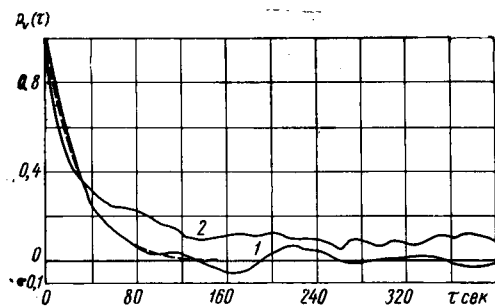


Рис. 1

где t — текущее значение времени;
 T — общее время испытания;

$v(t) = v(t) - m_v$ — исследуемый центрированный случайный процесс;

τ — интервал корреляции, т. е. сдвиг по времени фиксируемых при эксперименте точек.

Эти характеристики определялись исходя из предполагаемой эргодичности процесса. Предполагалось, что каждая отдельная реализация случайной функции $v=f(t)$ достаточной продолжительности может заменить при обработке множество реализаций той же общей продолжительности. Об эргодичности изучаемого процесса свидетельствует вид корреляционных функций, полученных при обработке результатов экспериментов. Изменение скорости движения фиксировалось при помощи самопишущего вольтметра и тахогенератора, встроенного в привод спидометра. Математическая обработка результатов сделана на ЭВМ «Минск-22».

На рис. 1 показаны корреляционные функции изменения скорости движения автомобиля ГАЗ-53А при движении по асфальтированному шоссе Горький—Арзамас (кривая 1) и по различным улицам (кривая 2) г. Горького. Для удобства сравнения на рисунке приведены нормированные корреляционные функции:

$$\rho_v(\tau) = \frac{R_v(\tau)}{\sigma_v^2}. \quad (2)$$

Корреляционная функция $\rho_{v_1}(\tau)$ при увеличении τ стремится к нулю, в то время как $\rho_{v_2}(\tau)$ при увеличении τ стремится к какому-то положительному значению или убывает очень медленно. Это подтверждает однородность функции $v_1=f(t)$ и неоднородность функции $v_2=f(t)$, которая составляется из элементарных процессов (движение по улицам с различной интенсивностью движения и резко отличающимися средними скоростями). В большинстве случаев при экспериментах получены корреляционные функции первого типа. Из этого следует правомочность допущения того, что процесс изменения скорости движения автомобиля по определенной дороге является стационарным эргодическим случайным процессом; необходимость отбора маршрутов при испытаниях, разбивки их по относительно однородным дорогам.

Исходя из эргодичности процессов, измерения осуществлялись не в виде наращивания отдельных заездов определенной протяженности, а непрерывной записью, длительность которой соответствовала нанесению около 4000 точек при интервале 4—6 сек в зависимости от характера движения. В результате продолжительность измерения доходила до 6,7 ч (пробег до 500 км).

После математической обработки результатов на ЭВМ по формулам (1) и (2) получены оценки корреляционной и нормированной корреляционной функций процессов изменения скорости движения на выбранных маршрутах. Их математическое ожидание совпадает с оцениваемыми величинами. Точность оценок целесообразно характеризовать их дисперсией или среднеквадратичными отклонениями. Дисперсия оценок выражается весьма сложными формулами, непосредственное использование которых трудоемко даже при машинном анализе. Однако в ряде работ [4] показано, что большинство встречающихся в практике корреляционных функций может быть с достаточной для практических целей точностью аппроксимировано выражениями

$$\rho_v(\tau) = e^{-\alpha\tau} \quad (3)$$

и

$$\rho_v(\tau) = e^{-\alpha\tau} \cos \beta\tau. \quad (4)$$

Проведенные эксперименты показали, что корреляционные функции процесса изменения скорости движения также с достаточной степенью точности аппроксимируются выражениями (3) и (4), причем в большинстве случаев вполне достаточно выражения (3), так как учет гармонической составляющей давал уточнение, не превышающее 6% среднеквадратичного отклонения оценки. На рис. 1 штриховой линией показана аппроксимация функции $\rho_{v_1}(\tau)$ по выражению (3). Из формы кривых ясно, что гармоническая составляющая не имеет здесь большого значения.

Исходя из такой аппроксимации, авторами работы [4] приводятся выражения для дисперсии в зависимости от времени измерения и из них выводятся формулы для определения минимально необходимого времени измерения в зависимости от задаваемой величины дисперсии отклонения оценки. Для показанных двух видов аппроксимации корреляционной функции эти выражения следующие:

$$T_{\min} \geq \frac{2}{\alpha D[\rho_v(\tau)]}; \quad (5)$$

$$T_{\min} \geq \frac{1}{D[\rho_v(\tau)]} \left[\frac{1}{\alpha} + \frac{\alpha}{\alpha^2 + \beta^2} \right]. \quad (6)$$

Исходя из того, что выражения (5) и (6) действительны не только для оценки дисперсии корреляционной функции, но и для оценки дисперсии математического ожидания (средней скорости движения), минимально необходимый пробег

$$S_{\min} = T_{\min} v_{\text{ср}}. \quad (7)$$

Как выяснилось при экспериментах, эти формулы дают вполне удовлетворительные результаты. На проселочной, асфальтированной и городской дорогах были параллельно сделаны определения минимально необходимого пробега по методу Научно-исследовательского института автомобильного транспорта [2]. Получилось достаточно хорошее совпадение результатов. Расхождение составило соответственно 27, 36 и 9%. Практическая проверка осуществлялась в условиях зимней городской езды, когда из-за снегопадов и нерегулярной очистки улиц следовало ожидать максимального разброса в средних скоростях движения. Путем отдельных заездов протяженностью 33 км по одному и тому же маршруту набран пробег, в 6 раз превышающий найденный из выражений (5) и (7) $S_{\min}$, равный 196 км. Ошибка в определении средней скорости за пробег $S_{\min}$ по отношению к общей средней скорости, даже в самые неблагоприятные периоды погоды не превышала 6,5% при заданной среднеквадратичной погрешности 5%. Такое отклонение допустимо. Аналогичная проверка, выполненная в условиях грунтовых дорог в сухое время года, дала погрешности меньше расчетных.

Аналогичная проверка выполнялась и относительно других параметров движения автомобиля. Оказалось, что погрешности при определении многих из параметров значительно превышают погрешности в определении средней скорости движения. Для определения степени снижения точности на различных видах дорог были измерены разбросы значений измеряемых параметров. Общий пробег устанавливался равным $S_{\min}$ и разбивался на 7—10 отдельных заездов. Как известно [5], при одинаковом количестве экспериментов с одинаковой вероятностью можно утверждать, что величина доверительного интервала, а следовательно, возможной ошибки для среднего значения параметра будет пропорциональна его

среднеквадратичному отклонению. В относительных величинах ошибка будет пропорциональна коэффициенту вариации, т. е. среднеквадратичному отклонению, отнесенному к среднему значению параметра.

Коэффициенты вариации определялись на восьми видах дорог: асфальтированной на равнинной и пересеченной местности зимой и летом, грунтовой на равнинной и пересеченной местности летом, городские дороги зимой и летом. Также исследовались параметры: средние скорости движения на отдельных передачах, количество переключений передач, процентное отношение пробега на отдельных передачах к общему пробегу, количество торможений и выключений сцепления, средний путь и время торможения. Оказалось, что для большинства параметров коэффициент вариации, а следовательно, и вероятная ошибка в оценке среднего значения параметра в 2—4,5 раза (в основном в 2—3 раза) превышает коэффициент вариации для средней скорости движения. Исходя из этого, для определения $S_{\min}$ по процессу изменения скорости движения выбрана среднеквадратичная погрешность 5%. При этом для большинства других параметров погрешность не будет превышать рекомендованной многими авторами величины 15% [2] и только в отдельных случаях будет доходить до 20—25%, что допустимо для практических целей. Исключение составят большинство параметров, относящихся к редко применяемым на хороших дорогах низшим передачам, и все параметры при измерениях на равнинных автострадах, где передачи переключаются практически только при случайных троганиях с места, а торможения весьма редки. Коэффициенты вариации для этих параметров иногда в 15—18 раз больше коэффициента вариации средней скорости. Поэтому чтобы достаточно надежно оценить параметры, относящиеся к редко происходящим процессам, полученные из выражений (5)—(7) значения $S_{\min}$ необходимо увеличить в 3—5 раз. Так, для автострад при оценке всех параметров необходимо увеличение пробега в 5 раз, а для параметров, относящихся ко второй передаче в коробке передач на обычном асфальтированном шоссе, достаточно трехкратное увеличение пробега.

Проведенная практическая проверка тем же способом, как и для средней скорости, показала, что отклонение от среднего значения большинства перечисленных параметров за пробег $S_{\min}$ от общего среднего значения не превышало 15%. Исключение составило количество включений первой и второй передач и отношение пробега на этих передачах к общему пробегу. Здесь в неблагоприятные периоды отклонения доходили до 36%, что подтверждает необходимость увеличения пробега для изучения редко происходящих процессов.

Все перечисленные данные относились в основном к параметрам скоростного режима работы автомобиля, однако полученные данные о минимально необходимой длительности испытаний можно распространять и на параметры нагрузочного режима работы трансмиссии. Исследования, проведенные на автомобилях ГАЗ-53А и ГАЗ-66, подтвердили, что во время переходных режимов и особенно при трогании с места и переключениях передач в трансмиссии возникают большие перегрузки, вызывающие ряд специфических неисправностей деталей автомобиля. Таким образом, при изучении нагрузочного режима трансмиссии нельзя ограничиваться небольшими пробегами, как это предлагают некоторые авторы, а необходимо получить значительные данные о пиковых нагрузках, что возможно только при достаточном количестве троганий с места и переключений передач за время испытаний. Полученные минимально необходимые пробеги дают достаточные данные о количестве переключений передач и троганий с места. Например, количество троганий с места за пробег $S_{\min}$, по данным испытаний ГАЗ-53А, колеблется в пределах 20—100, а количество включений третьей передачи 50—300 (данные приведены с учетом необходимого увеличения $S_{\min}$ при изучении редко происходящих процессов).

Описанный способ определения минимально необходимой длительности испытаний дает удовлетворительные для практических целей результаты, однако он весьма трудоемок. Необходимо специальная аппаратура для записи изменения скорости движения, причем вследствие механизации обработки результатов к этой аппаратуре предъявляются высокие требования, а для ручной обработки записи необходимо большое время.

Полную характеристику случайного процесса дают корреляционная функция, дисперсия и математическое ожидание. Для приближенного определения минимально необходимой длительности испытаний достаточно приближенно охарактери-

зовать случайный процесс изменения скорости движения автомобиля его изменчивостью. Для оценки степени изменчивости процесса вводим понятие коэффициента неравномерности движения K_n , представляющего собой суммарную величину изменения скорости автомобиля, отнесенную к 1 км его пробега:

$$K_n = \frac{\Sigma \Delta v}{S} \quad (8)$$

Для определения этого коэффициента можно использовать автотометры. В данной работе использовался автотометр «Тестис», на ленте которого записывается изменение скорости движения в виде ломаной линии [6]. При обработке ленты записывались скорости начала и конца каждого разгона автомобиля, подсчитывались величины каждого размаха изменения скорости, результаты суммировались и полученная сумма делилась на пробег автомобиля, определяемый по спидометру или по автотометру. Ввиду весьма мелкого масштаба записи при обработке пренебрегали колебаниями скорости движения с размахом менее 4 км/ч, но это не внесло существенных погрешностей в конечный результат.

Для выявления зависимости между минимально необходимой продолжительностью испытаний и коэффициентом неравномерности скорости движения было сделано 23 измерения пробега на различных дорогах Горьковской области, согласно описанной методике. Одновременно определялся коэффициент неравномерности движения. Полученные результаты показаны на графике зависимости $S_{\min}$ от K_n (рис. 2). Левая крайняя точка соответствует движению по шоссе Горький—Москва, а правая — по выбитой лесной грунтовой дороге.

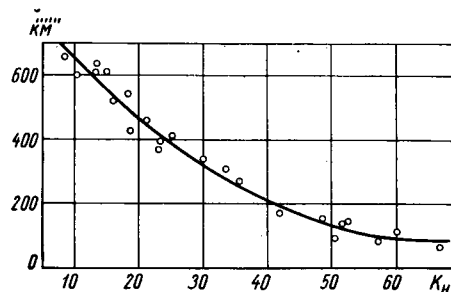


Рис. 2

Расположение точек на рис. 2 указывает на наличие тесной корреляционной связи между величинами $S_{\min}$ и K_n , а следовательно, на возможность с некоторым приближением вычислять минимально необходимый пробег по известному коэффициенту неравномерности движения, вычисление K_n не представляет затруднений.

Нанесенная на рис. 2 кривая является графическим выражением корреляционного уравнения зависимости между $S_{\min}$ и K_n , вычисленного для полученных экспериментальных точек по способу Чебышева [5]:

$$S_{\min} = 0,18K_n^2 - 23,6K_n + 865. \quad (9)$$

Кривая дает хорошее приближение к экспериментальным точкам. Подсчет основной ошибки корреляционного уравнения также дал сравнительно небольшую величину $\sigma_s = 33$ км.

Предлагаемый упрощенный метод приближения определения минимально необходимого пробега при испытаниях параметров режима движения автомобиля состоит в следующем:

1. При помощи автотометра в течение одной рабочей смены записывается процесс изменения скорости движения автомобиля на данной дороге.

2. Обрабатывается лента — суммируются размахи колебания скорости движения и по выражению (8) подсчитывается коэффициент неравномерности движения.

3. По формуле (9) определяется минимально необходимый пробег.

4. В случае необходимости изучения параметров редко встречающихся процессов, например включения низших передач на малозагруженных хороших равнинных дорогах, полученную величину следует увеличить в 3—5 раз. Однако такие параметры не имеют большого практического значения,

поэтому для большинства случаев достаточен $S_{\min}$, полученный по формуле (9). Этот вывод подтверждает данные Белорусского политехнического института, согласно которым $T_{\min}$ при исследовании нагрузочного режима трансмиссии на асфальтированных дорогах составляет 5—8 ч (300—550 км), что вполне согласуется с результатами, полученными при применении предлагаемого метода. Так, для различных асфальтированных дорог Горьковской области получены величины 330—650 км.

Проведенные на грузовых автомобилях ГАЗ эксперименты показали, что данный метод дает возможность быстро и с достаточным для практических целей приближением определить минимально необходимый пробег для измерения параметров режима движения автомобиля. Следует ожидать, что этот метод будет действителен и для легковых автомобилей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Стефанович Ю. Г. Сб. «Механическая усталость в статистическом аспекте». Изд-во «Наука», 1969.
2. Гольд Б. В. Основы прочности и долговечности автомобилей. Изд-во «Машиностроение», 1967.
3. Приходько Л. С. Межведомственный республиканский научно-технический сборник «Автомобильный транспорт». Киев, изд-во «Техника», 1966.
4. Котюк А. Ф., Ольшевский В. В., Цветков Э. И. Методы и аппаратура для анализа характеристик случайных процессов. Изд-во «Энергия», 1967.
5. Митропольский А. К. Техника статистических вычислений. Физматгиз, 1961.
6. Лаптев С. А. Дорожные испытания автомобилей. Машгиз, 1962.

УДК 629.113.027:629.113.075.001.5

Особенности криволинейного движения автомобилей с передним приводом колес

Д-р техн. наук Я. Е. ФАРОБИН

КОМПОНОВОЧНЫЕ преимущества, усложнение трансмиссии, неблагоприятное изменение сцепного веса при разгоне и движении на подъеме автомобилей с передним приводом колес достаточно известны [1 и 2]. Выявление особенностей криволинейного движения только начато [3].

Криволинейное движение автомобиля характеризуется совокупностью следующих взаимосвязанных свойств: поворотливостью, поворачиваемостью, управляемостью и устойчивостью движения. Статическая поворотливость и поворачиваемость оцениваются анализом установившегося поворота автомобиля.

Оценочными параметрами статической поворотливости являются минимальный радиус поворота, удельная сила тяги, необходимая при повороте, коэффициент использования сцепной силы колес во время поворота. Поворачиваемость автомобиля определяется направлением изменения кривизны траектории в зависимости от изменения конструктивных или эксплуатационных факторов.

Формулы, определяющие основные параметры установившегося поворота автомобилей с передним и задним приводом, выведенные из уравнений статики, при обычных допущениях приведены в таблице.

При дальнейшем анализе в качестве расчетного варианта принят опытный образец автомобиля «Запорожец», по которому опубликованы некоторые результаты экспериментального исследования криволинейного движения [3].

Коэффициент распределения веса (отношение веса на переднюю ось к весу, приходящему на заднюю ось) для расчетного варианта автомобиля с передним приводом колес при полной его нагрузке принимается равным $K_G = 1,22$ [1 и 3]; у сравниваемого автомобиля с задним приводом колес принимается $K_G = 1$.

Рассмотрение приведенных на рис. 1 зависимостей $R = f(v)$ показывает, что автомобиль с передним приводом колес (линия 1) при скорости $v \approx 0$ имеет меньшую величину минимального радиуса поворота, чем автомобиль с задним приводом колес (линия 2), однако относительная разность этих радиусов поворота не превышает 1—2%, т. е. не имеет практического значения. Полученная в исследовании [3] большая разница в минимальных радиусах поворота автомобилей с передним и задним приводом колес объясняется, по-видимому, недостаточной точностью измерений при испытаниях.

Параметры	Автомобиль	
	с передним приводом колес	с задним приводом колес
Смещение полюса поворота x в м	$\frac{G_2 v^2}{g K_{y2}}$	
Радиус поворота R в м	$\frac{L(1+\alpha^2) - \frac{v^2}{g} \left[(1+\alpha^2) \frac{G_2}{K_{y2}} - \frac{G_1}{K_{y1}} \right]}{\alpha \left(1 + \alpha^2 + \frac{P_{f2}}{K_{y1}} \right)}$	$\frac{L - \frac{v^2}{g} \left(\frac{G_2}{K_{y2}} - \frac{G_1}{K_{y1}} \right)}{\alpha \left(1 - \frac{P_{f1}}{K_{y1}} \right)}$
Коэффициент использования сцепной силы передних колес при повороте $K_{\varphi 1}$	$\frac{1}{\varphi G_1} \sqrt{P_1^2 + P_{\delta 1}^2}$	$\frac{1}{\varphi} \sqrt{f^2 + \left(\frac{P_{\delta 1}}{G_1} \right)^2}$
Коэффициент использования сцепной силы задних колес при повороте $K_{\varphi 2}$	$\frac{1}{\varphi} \sqrt{f^2 + \left(\frac{P_{\delta 1}}{G_1} \right)^2}$	$\frac{1}{\varphi G_2} \sqrt{P_2^2 + P_{\delta 2}^2}$
Удельная сила тяги, необходимая при повороте f_n	$f + \frac{P_{\delta 1} \alpha}{G}$	
Сила тяги ведущих колес при повороте P	$f G_2 + P_{\delta 1} \alpha$	$f G_1 + P_{\delta 1} \alpha$

Обозначения: $P_{\delta 1} = K_{y1} \left(\alpha - \frac{L-x}{R} \right)$ — боковая сила передней оси; $P_{\delta 2} = K_{y2} \frac{x}{R}$ — боковая сила задней оси; K_y — коэффициент сопротивления боковому уводу оси; α — средний угол поворота управляемых колес; G_i — вес, приходящийся на ось; P_i — сила тяги ведущих колес соответствующей оси; f — коэффициент сопротивления качению; φ — коэффициент сцепления; P_{fi} — сила сопротивления качению соответствующей оси; 1 — индекс первой оси; 2 — индекс второй оси.

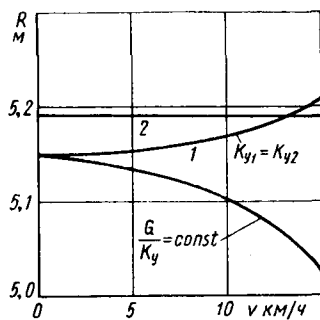


Рис. 1. Зависимость радиуса поворота R от скорости движения при $\alpha=20^\circ$ автомобилей с задним и передним приводом колес с (грунт—асфальт)

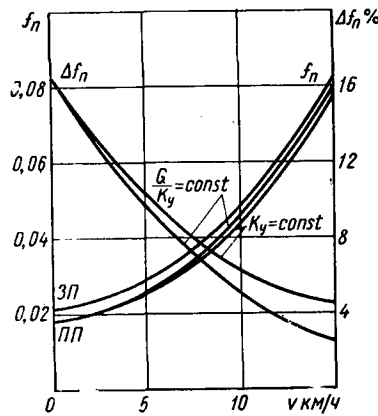


Рис. 2. Зависимость удельной силы тяги f_n и относительной разности Δf_n от скорости движения при $\alpha=20^\circ$

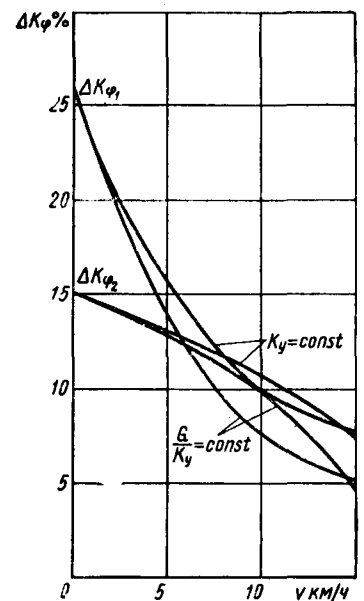


Рис. 3. Зависимость относительной разности ΔK_ϕ от скорости движения при $\alpha=20^\circ$

Если коэффициенты сопротивления боковому уводу осей равны $K_{y1} = K_{y2}$, то автомобиль с передним приводом колес имеет явно выраженную недостаточную поворачиваемость (влияние распределения веса). Если перегрузка передней оси вызывает увеличение коэффициента сопротивления боковому

уводу в такой же степени, как увеличение веса $\frac{G}{K_y} = \text{const}$,

то автомобиль с передним приводом колес, несмотря на $K_G = 1,22$, получает избыточную поворачиваемость. Следовательно, наличие передних ведущих колес (без учета распределения веса) уменьшает степень недостаточной поворачиваемости автомобиля. Эта особенность автомобиля с передним приводом колес отражена наличием двучлена $(1 + \alpha^2)$ в формуле радиуса поворота (см. таблицу) и объясняется возникновением на управляемых колесах поперечной силы, уменьшающей боковую реакцию от центробежной силы и тем самым снижающей угол увода управляемых колес. Силы тяги на передних колесах уменьшают коэффициент сопротивления боковому уводу их и тем самым способствуют увеличению степени недостаточной поворачиваемости. Количественная оценка влияния отмеченных факторов на поворачиваемость автомобиля с передним приводом колес может быть проведена для конкретного образца при наличии соответствующих характеристик автомобиля и шин.

Сравниваемый вариант автомобиля с задним приводом колес при равенстве коэффициентов сопротивления боковому уводу осей имеет нейтральную поворачиваемость. Удельная сила тяги, необходимая при повороте со скоростью $v \approx 0$ автомобиля с передним приводом, меньше, чем с задним. Разность удельных сил тяги сравниваемых автомобилей возрастает с увеличением угла поворота управляемых колес, а также при увеличении коэффициента распределения веса K_G для автомобиля с передним приводом колес. Относительное умень-

шение удельной силы тяги $\Delta f_n = \frac{f_{n.з.н} - f_{n.п.н}}{f_{n.з.н}} 100\%$

при $\alpha=20^\circ$ и $v=0$ достигает примерно 16%. Повышение скорости движения на повороте увеличивает удельную силу тяги, необходимую при повороте примерно с одинаковой интенсивностью независимо от типа привода (рис. 2). Поэтому относительная разность удельных сил тяги Δf_n уменьшается и при $\alpha=20^\circ$ и $v=15$ км/ч становится равной $\sim 4\%$. Последняя величина довольно близка к 6% экономии в расходе топлива у автомобиля «Запорожец» с передним приводом колес, полученного при сравнительных испытаниях в условиях, близких к расчетным [3].

По условиям контакта колес с дорогой при повороте автомобиль с передним приводом колес имеет явное преимущество перед автомобилем с задним приводом колес. Если при равных коэффициентах $K_G=1$ коэффициенты $K_{\phi 1}$ и $K_{\phi 2}$ автомобилей с передним и задним приводом колес незначительно от-

личаются друг от друга, то при $K_G=1,22$ у автомобиля с передним приводом колес это различие существенно, причем $K_{\phi 1} \ll K_{\phi 2}$, что свидетельствует о меньшей вероятности потери сцепных качеств управляемых колес, а следовательно, и потери управляемости у автомобиля с передним приводом по сравнению с автомобилем с задним приводом колес. Относительное уменьшение коэффициента использования сцепной силы колес автомобиля с передним приводом

$$\Delta K_\phi = \frac{K_{\phi 2.n} - K_{\phi 1.n}}{K_{\phi 2.n}} 100\%$$

при $\alpha=20^\circ$ и $v \approx 0$ достигает для передних колес $\Delta K_{\phi 1} \approx 26\%$, для задних колес $\Delta K_{\phi 2} \approx 15\%$. С повышением скорости относительная разность ΔK_ϕ уменьшается и при $v=20$ км/ч достигает $\Delta K_{\phi 1} \approx 5\%$; $\Delta K_{\phi 2} \approx 8\%$ при любых вариантах изменения коэффициента сопротивления боковому уводу колес, связанного с изменением нагрузки (рис. 3). Меньшие значения $K_{\phi 1}$ и $K_{\phi 2}$ у автомобиля с передним приводом колес, кроме повышения управляемости, свидетельствуют также о меньшем износе шин по сравнению с автомобилем с задним приводом колес.

Помимо изложенных особенностей криволинейного движения автомобилей с передним приводом, наблюдается в практике высокая стабильность управляемых колес. Последнее объясняется воздействием на управляемые колеса моментов от сил тяги, стремящихся управлять сходжением колес и тем самым препятствующих колебаниям колес относительно шкворней. Проведенный анализ особенностей криволинейного движения свидетельствует о преимуществе автомобилей с передним приводом колес перед автомобилями с задним приводом колес по параметрам статической поворотливости. Оценка управляемости и устойчивости движения связана с анализом дифференциальных уравнений криволинейного движения автомобилей и требует отдельного исследования.

ЛИТЕРАТУРА

1. Голомидов А. М., Стешенко В. П. «Автомобильная промышленность», 1967, № 6.
2. Зимелев Г. В. Теория автомобиля. Машгиз, 1959.
3. Голомидов А. М., Стешенко В. П., Борисенко Г. В. «Автомобильная промышленность», 1966, № 7.

Повышение эффективности работы машины литья под давлением путем двойного прессования

А. А. РЫЖИКОВ, С. З. ЗЛОТИН, И. Б. КАЗАРИНОВ

Горьковский политехнический институт

С КАЖДЫМ годом в автомобильной промышленности увеличивается объем изделий, получаемых методом литья под давлением. Основные преимущества этого метода — гладкая поверхность детали, минимальные припуски на механическую обработку, высокая степень автоматизации процесса производства. Но в деталях, изготовляемых методом литья под давлением, в процессе усадки и выделения газов во время охлаждения и кристаллизации возникают поры, из-за которых этот процесс не всегда применим для изготовления толстостенных и разностенных отливок.

Возникновение пористости объясняется тем, что в процессе литья под давлением на внутренней поверхности камеры прессования образуется корка твердого металла, которая, несмотря на высокое усилие прессования, препятствует сжатию пор. В настоящее время на машинах литья под давлением применяются различные давления в зависимости от формы отливки. В момент, когда происходит окончание заполнения полости формы металлом, на подвижную часть формы через жидкий металл действует сила прессования Q_n поршня и сила Q_2 у гидравлического удара, возникающего в форме и во всей гидросистеме. Запирающее усилие

$$Q_3 > Q_n \frac{S_o}{S_k} + Q_2 \cdot y,$$

где S_o — площадь проекции поперечного сечения отливки на плоскость разъема в $м^2$;

S_k — площадь сечения камеры прессования в $м^2$.

Из этого выражения видно, что с увеличением усилия прессования должно возрастать усилие запирания.

В табл. 1 приведена характеристика машин для литья под давлением, изготовляемых в СССР.

Таблица 1

Параметры	Модель машины				
	515	516М	517	518	519
Усилие в т:					
запирания формы	130	400	530	1500	3000
прессования	13	16—32	40	85	150
Габаритные размеры в мм:					
длина	3,8	5,5	8,0	9,0	11,8
ширина	1,5	2,0	6,0	7,0	9,0
высота	1,85	3,0	3,8	4,0	4,1

Из таблицы видна непропорциональность увеличения усилия запирания формы по отношению к усилию прессования, что приводит к значительному росту габаритов и повышает стоимость машины [1]. Таким образом, стремление повысить плотность отливок, увеличивая удельное усилие прессования за счет габаритов машины, в ряде случаев экономически не оправдано и не является средством ликвидации пористости.

Движение прессующего поршня, обеспечивающего питание отливки после заполнения формы металлом, возможно до тех пор, пока корка металла, нарастающая на внутренней поверхности камеры прессования, не блокирует его действие. При этом упрочнение корки, противодействующее движению плунжера, происходит быстрее, чем заканчивается усадка в детали. Задача состоит в том, чтобы использовать для подпитки отливки металл, остающийся жидким внутри пресс-остатка.

В Горьковском политехническом институте опробован метод автоматического двойного прессования, заключающийся в том, что по достижении определенного сопротивления в камере прессования включается специальная система, увеличивающая удельное давление прессования в центральной части пресс-остатка за счет дополнительного хода второго поршня. Исследования проводились на машине модели 515, на которой из алюминиевого сплава отливались образцы с питателями разной толщины (рис. 1). Целью исследования было выяснение работоспособности запирающего устройства машины при 8—10-кратном увеличении давления прессования после остановки основного поршня. Кроме этого, изучалось влияние двойного прессования на степень уплотнения отливки.

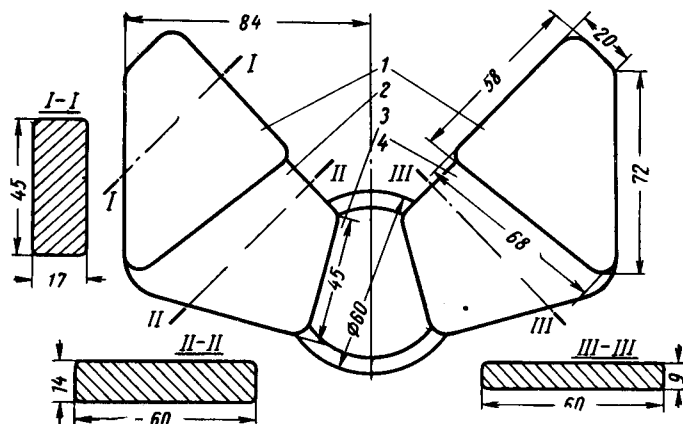


Рис. 1. Отливка с литниковой системой:

1 — отливаемый образец; 2 — толстый питатель; 3 — пресс-остаток; 4 — тонкий питатель

При удельном давлении 460 кг/см^2 и площади проекции исследуемой отливки $0,0119 \text{ м}^2$ необходимое усилие запирания определяется по формуле

$$Q_3 = p S_n + n \omega S_n \left(\frac{\gamma_{ж} C}{g} + \sqrt{\sigma_m E_m} \right),$$

где

p — фактическое конечное гидростатическое давление в полости формы, равное 0,88 от расчетного удельного давления для машин с горизонтальной камерой;

S_n — сумма площадей проекции отливки с питателем и пресс-остатка на плоскость разъема в $м^2$;

$n=0,6$ — поправочный коэффициент;

$\omega=0,25 \text{ м/сек}$ — скорость прессования;

$\gamma_{ж}$ — удельный вес рабочей жидкости в машине;

$C=1000 \text{ м/сек}$ — скорость распространения звуковой волны в жидкости;

$$\sigma_m = \frac{\gamma}{g} = 250 \text{ кг} \cdot \text{сек}^2/\text{м}^4 \text{ — плотность сплава;}$$

$$E_m = 0,7 \cdot 10^{10} \text{ кг}/\text{м}^2 \text{ — модуль упругости для жидкого алюминия.}$$

Таким образом, $Q_3 = 51 \text{ т}$.

В процессе подпитки система двойного прессования создает давление до $4500 \text{ кг}/\text{см}^2$ при неизменном удельном давлении в гидросистеме и предусмотренном по паспорту машины усилии прессования. При обычном процессе для компенсации прессования, создающего такое давление, необходимо усилие запирающего устройства машины модели 517 (ее габариты более чем в 2 раза превышают габариты машин модели 515).

Комплекс исследований свидетельствует о том, что усилие запирающего устройства машины модели 515 вполне достаточно для предотвращения «прострелов» в процессе допрессовывания и подпитки детали. Объясняется это тем, что скорость затвердевания отливки в прессформе настолько велика, что к моменту действия второго поршня объем жидкой фазы сокращается до минимума. К этому времени сечение незатвердевшего металла еще достаточно для питания отливки; в то же время произведение давления допрессовывания на площадь проекции канала с жидкой фазой на плоскость разреза не превышает усилия запирающего. Таким образом, можно резко увеличить удельное давление прессования путем уменьшения площади внутреннего поршня в 10 раз по сравнению с площадью основного поршня. Однако объем сечения незатвердевшего металла этого размера, недостаточен для полной компенсации усадки заливаемой массы металла и сжатия пор. Тем не менее были проведены исследования питания отливки в зависимости от переменного сечения питателя при давлении внутреннего поршня $4500 \text{ кг}/\text{см}^2$.

Исследования подтвердили, что наилучшие результаты по увеличению плотности отливки удается получить при двойном прессовании с утолщенным питателем. Два образца одинаковой формы отливались через питатели разного сечения. Плотность ρ_m измеряли методом гидростатического взвешивания [2] и подсчитывали по формуле

$$\rho_m = \frac{m_1}{m_1 - m_2} (\rho - D) + D,$$

где m_1 — масса гирь, уравновешивающих тело в воздухе;
 m_2 — масса гирь, уравновешивающих тело, погруженное в жидкость;

ρ — плотность жидкости, в которой проводится взвешивание;

D — плотность воздуха во время взвешивания.

В табл. 2 приведены средние результаты гидростатического взвешивания 30 деталей.

Таблица 2

Технология получения отливки	Средняя плотность в $\text{г}/\text{см}^3$		
	отливок с литниковой системой	деталей, отлитых через питатель толщиной 14 мм	деталей, отлитых через питатель толщиной 9 мм
Обычная технология . . .	2,601	2,61	2,553
С допрессовыванием . . .	2,650	2,64	2,578

Анализ результатов показал, что при двойном прессовании поршнем, размеры которого представлены на рис. 2, средняя плотность отливки и литниковой системы увеличилась на 1,5—2%. В то же время средняя плотность деталей, отлитых через питатель толщиной 14 мм (рис. 3, а), увеличилась на 1,14%, а деталей, отлитых через питатель толщиной 9 мм (рис. 3, б), — только на 0,9%.

Увеличение плотности пресс-остатка на 2,2% при допрессовывании свидетельствует о том, что по мере удаления от лит-

ника плотность металла уменьшается. Это вполне объяснимо, так как в процессе допрессовывания возникающие мосты из кристаллов оказывают тормозящее действие на распространение давления. Было установлено, что при одной и той же величине хода внутреннего поршня на плотность отливки в значительной мере влияет длина пресс-остатка (рис. 4). При заливке большой порции металла длина пресс-остатка увеличивается и поэтому на уплотнение литникового остатка в камере прессования расходуется большое количество металла. При малой величине пресс-остатка затвердевание литниковой системы происходит быстрее и времени допрессовывания не хватает для полной ликвидации усадки. Отсюда следует, что для каждой конкретной отливки

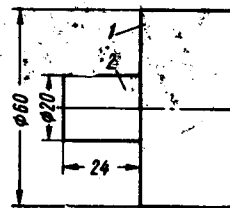


Рис. 2. Прессующий поршень:

1 — основной; 2 — внутренний

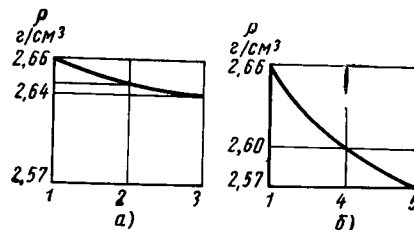


Рис. 3. График изменения плотности металла, отлитого с допрессовыванием в зависимости от сечения питателя:

1 — пресс-остаток; 2 — толстый питатель; 3 — деталь, отлитая через толстый питатель; 4 — тонкий питатель; 5 — деталь, отлитая через тонкий питатель

при определенной площади внутреннего поршня требуется определенная длина пресс-остатка.

$$L_n = 1,5 \delta_n + l,$$

где δ_n — толщина питателя, подводящего металл в тепловые узлы детали, в мм;

l — величина хода внутреннего поршня в мм.

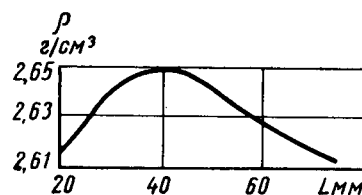


Рис. 4. Влияние длины пресс-остатка на среднюю плотность отливки

Таким образом, метод двойного прессования позволяет более рационально использовать машины литья под давлением для изготовления разностенных и «нетехнологичных» деталей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Белопухов А. К. и др. Литье под давлением. Машгиз, 1962.
2. Кивилис С. С. Техника измерения плотности жидкости и твердых тел. Стандартгиз, 1959.

Отливка коромысел клапанов из чугуна с дифференцированной структурой для двигателя «Москвич-412» методом точного литья по выплавляемым моделям

М. Я. ТЕЛИС, И. А. ГОРБАЧЕВ

Московский машиностроительный завод «Салют»

ЧУГУННЫЕ коромысла клапанов с дифференцированной структурой можно отливать в сухих стержневых формах с установкой массивных металлических холодильников для получения отбеленной поверхности¹. Использовался чугун следующего химического состава: 3,0—3,2% С; 1,9—2,1% Si; 1,1—1,3% Mn; 0,3—0,45% Cr; 0,15—0,25% Ni; до 0,1% S и до 0,2% P. Чугун модифицировался комплексным модификатором, содержащим до 45% лантана.

В серийном производстве стержневые формы не всегда обеспечивают стабильность отливок по геометрическим размерам, что особенно характерно для тонкостенных отливок. Мелкие детали получают с большими отклонениями по толщине и по весу.

Увеличение веса коромысел клапанов нежелательно, так как это ведет к увеличению момента инерции, что сказывается на работе механизма газораспределения автомобильного двигателя.

На московском машиностроительном заводе «Салют» впервые в нашей стране разработан и внедрен в производство технологический процесс получения отливок коромысел клапанов для двигателя автомобиля «Москвич-412» из легированного чугуна с дифференцированной структурой методом литья по выплавляемым моделям.

Тонкостенное коромысло клапана после механической обработки весит 130 г: твердость на отбеленной рабочей поверхности пяты $HRC \geq 50$ при глубине отбела 2,5—5,5 мм; твердость неотбеленной части $HB 187—269$; $\sigma_B \geq 21$ кг/мм². Деталь должна иметь высокую сопротивляемость разрушению при статической нагрузке.

Для изготовления моделей применяли легкоплавкую модельную массу, которая запрессовывалась в четырехместные пресс-формы, изготовленные из алюминиевого сплава.

Конструкция прессформы обеспечивает получение промывников на детали, которые предотвращают образование отбела боびшки диаметром 14 мм. Кроме того, имеются гисзда для установки холодильников, которые увеличивают скорость кристаллизации чугуна, образуя местный отбел пяты.

Холодильник весом около 50 г отливался из отходов нержавеющей сталей методом точного литья по выплавляемым моделям. Толщина холодильника s выбрана несколько больше полезной толщины $s/R = 0,25 \div 1,0$ (R — приведенная толщина отливки) [1], несмотря на то, что увеличение веса холодильника нежелательно, из-за возможного коробления моделей. При толщине холодильника меньше $s/R = 1,5$ (для данной детали) часто вместо чистого отбела по пяте получалась структура половинчатого чугуна, что сказывалось на понижении твердости рабочей поверхности пяты по сравнению с требованиями, и детали браковались.

В центре сферической поверхности холодильника выполнено отверстие с обратным конусом, а по краям невысокие буртики. Такая конструкция обеспечила прочное сцепление холодильника с моделью и не позволяла ему отламываться при сборке моделей в блоки и нанесении огнеупорного покрытия. Чтобы на пяте не образовывались мелкие газовые раковины, модели собирались на стояке по 12 шт. в блоке холодильниками вниз.

На собранные блоки (рис. 1) наносилось пять слоев огнеупорного покрытия. Состав покрытия для первого—третьего слоев: 7—9 л этилсиликата; 11,5—9,5 л гидролизного спирта; 1,25—1,5 л водопроводной воды; 100 см³ соляной и 100 см³ серной кислоты сверх 100%; 50 кг прокаленного маршалита для первого слоя и такое же количество непрокаленного маршалита для второго и третьего слоев; жидкие составляющие 28%, твердые — 72% к общему составу покрытия. Плотность покрытия 55—75 сек по ВЗ-4.

Состав покрытия для четвертого-пятого слоев: 10 л этилсиликата, 15 л гидролизного спирта, 50 см³ глицерина, 1,1 л во-

ды, 350 см³ соляной кислоты, 60 кг непрокаленного маршалита, 2 кг борной кислоты.

Борная кислота в огнеупорном покрытии увеличивает прочность керамики [2 и 3]. Применение краски с борной кислотой резко снизило растрескивание керамических оболочек при охлаждении их после прокаливания и во время заливки металлом. Огнеупорное покрытие наносилось посредством окунания блоков в краскомешалку, а обсыпка песком проводилась в бачке с псевдокипящим песком. Каждый слой покрытия сушился на воздухе в течение 4 ч. Модели выплавлялись в модельной массе [3]. Керамические оболочки устанавливались в опоки по 3—4 шт., их засыпали сухим наполнителем, прокаливали в проходной печи в течение 7 ч при 900° и затем охлаждали до 250° (не выше) на воздухе.

Температуру формы замеряли контактной хромель-алюмелевой термопарой ТГЗ-47. Установлено, что перепад температуры по высоте формы составляет 50—70°. При температуре блоков выше 350° на рабочей поверхности пяты под холодильником образовывались газовые раковины.

Чугун плавил в высокочастотной индукционной электропечи МГП-102 из шихты следующего состава: 47,3% чугуна ЛКЗ; 42% отходов собственного производства; 10% стали 20; 0,2% ферромolibдена; 0,2% ферромарганца и 0,6% отходов сплава ЭИ435 (вместо необходимого количества хрома и никеля). После расплавления шихты металл перегревался до 1370—1390°, затем в сухую стержневую песчано-глинистую форму заливалась первая клиновья проба на отбел. Глубина отбела замерялась в специальном приспособлении. По величине отбела на пробе определяли необходимое количество вводимого в печь модификатора. Жидкий чугун тщательно перемешивался в печи, и бралась вторая клиновья проба на отбел, по которой определяли количество модификатора, вводимого в каждый ковш при выпуске чугуна. Для модифицирования применяли мелкий просеянный силикокальций, который вводили в печь в количестве 0,2—0,6% от веса всего жидкого металла и 0,05—0,08% от веса металла в ковше. Плавка выпускалась в три ковша. Температура заливки 1355—1370°. Установлено, что для получения необходимого отбела на детали отбел на клине должен быть 2,5—4 мм.

Температуру металла замеряли с помощью потенциометра ЭПД-12 с вольфрамо-молибденовой термопарой погружения, оттарированной для чугуна.

Залитые формы остывали в охлаждающей камере. Затем на вибростанке от деталей отделялась керамика. Давление воздуха, подаваемого на вибратор, не должно превышать 2 атм (контролировали по манометру). После отделения от стояка детали проходили вышечивание и обдувались металлическим песком.

Выбор чугуна для коромысел клапанов обуславливался высокими требованиями, предъявляемыми к детали чертежом.

Были исследованы четыре базовых состава чугунов (см. таблицу). Содержание серы до 0,1%, фосфора до 0,2%.

Из отлитых деталей изготавливались образцы для определения твердости на рабочей поверхности пяты.

Твердость неотбеленной части измеряли на глубине припуска на механическую обработку на торце втулки диаметром 24 мм. Твердость рабочей поверхности

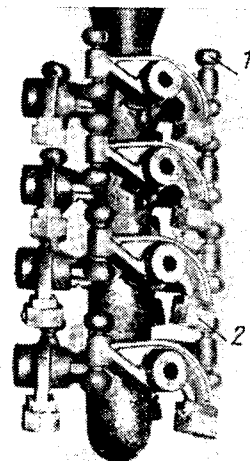


Рис. 1. Блок моделей в сборе:

— промывник; 2 — холодильник

¹ Данные взяты из работы Ю. Е. Абраменко (НАМИ).

пята измеряли на образцах толщиной 6 мм, что соответствовало размеру пяты окончательно обработанной детали. Изменение твердости по глубине отбеленного слоя пяты определяли через каждые 2 мм, начиная от литой поверхности, на образцах, вырезанных из пяты для изготовления микрошлифов.

Чугун	Содержание элементов в %					
	C	Si	Mn	Cr	Ni	Mo
№ 1	3,25—3,55	1,9—2,5	0,5—0,85	До 0,25	0,75—1,0	—
№ 2	2,4—3,0	1,7—2,1	0,6—1,0	0,15—0,45	0,4—0,75	0,05—0,25
№ 3	2,75—3,15	1,85—2,35	0,45—0,85	0,15—0,55	0,35—0,75	0,1—0,25
№ 4	3,0—3,55	1,5—2,0	0,55—1,0	0,15—0,35	0,75—0,9	0,15—0,35

Глубину отбела измеряли линейкой при восьмикратном увеличении на микрошлифах, травленных в 5%-ном спиртовом растворе азотной кислоты. На этих же микрошлифах исследовали микроструктуру отбеленного слоя.

Микроструктуру неотбеленной части отливки исследовали на микрошлифах, изготовленных из бобышек диаметром 24 мм и травленных в 5%-ном спиртовом растворе азотной кислоты. Усилие P в кГ разрушения коромысел при статической нагрузке определяли в специальном приспособлении по схеме (рис. 2). Временное сопротивление разрыву — на отдельно отлитых в сухой форме образцах.



Рис. 2. Схема определения усилия разрушения коромысла клапана при статической нагрузке

Содержание углерода и кремния регулировали путем изменения количества стали, литейного чугуна и отходов собственного производства в шихте. В шихте чугуна № 1 было 5% стали, чугуна № 2 — 15% и чугунов № 3 и 4 — по 10% стали. Легированные элементы (ферросплавы и отходы сплава ЭИ435) вводили вместе с шихтой, ферромарганец добавляли в печь перед выпуском расплавленного чугуна.

Были исследованы коромысла, отлитые из чугуна № 1, модифицированного силикокальцием, и из чугуна № 1 с добавлением ферроцерия (53% церия) в ковш и модифицированного силикокальцием.

Детали, отлитые без добавления ферроцерия, но модифицированные силикокальцием, имели глубину отбела на пяте 4,0—8,5 мм; твердость отбеленной части HRC 51—52; твердость неотбеленной части HB 187—217; усилие разрушающей нагрузки 750—850 кГ; $\sigma_B = 21 \div 25$ кГ/мм². Микроструктура неотбеленной части состояла из сорбитообразного перлита и двойной фосфидно-карбидной эвтектики. Микроструктура отбеленного слоя — ледебурит+цементит.

Модифицирование ферроцерием (0,06—0,08%) и одновременно силикокальцием (0,1% от веса металла) повысило усилие разрушающей нагрузки до 1200 кГ; твердость неотбеленной части HB 179—212. Однако при этом резко уменьшилась глубина отбеленного слоя, твердость которого составляла HRC 25—44, $\sigma_B = 25 \div 30$ кГ/мм². Микроструктура неотбеленной части в основном перлитно-ферритная, отбеленного слоя — цементито-перлитная, графит захваченный. Уменьшение глубины отбела можно объяснить сильным графитизирующим влиянием малых добавок ферроцерия [4]. Добавление 0,2% ферроцерия и модифицирование 0,3% силикокальция способствовало отбеливанию всей детали.

Чугун № 2, модифицированный силикокальцием, обеспечил получение коромысел с усилием разрушения при статической нагрузке 1500—1800 кГ и $\sigma_B = 28$ кГ/мм². Глубина отбела 6—

9 мм. Однако твердость отбеленного слоя HRC 48—45 была ниже требований чертежа, неотбеленной части — HB 248—302. Микроструктура неотбеленной части состояла в основном из сорбитообразного перлита и фосфидно-карбидной эвтектики, отбеленного слоя — цементито-перлитная. Низкая твердость отбеленного слоя объясняется образованием структуры полочинчатого чугуна, чему способствовало введение значительного количества модификатора — силикокальция (до 1% от веса жидкого чугуна).

Чугун № 3 дал несколько лучшие результаты.

Для изготовления коромысел был принят чугун № 4, который обеспечивал временное сопротивление $\sigma_B = 22 \div$

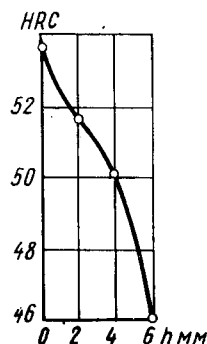


Рис. 3. Распределение твердости по глубине отбеленной пяты

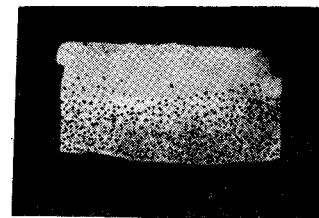


Рис. 4. Макроструктура пяты

$\div 28$ кГ/мм² и усилие разрушения при статической нагрузке 1000—1300 кГ. Твердость отбеленного слоя HRC 51—54 (рис. 3) при глубине отбела $h=4 \div 8$ мм (рис. 4), твердость неотбеленной части HB 187—255.

Микроструктура отбеленного слоя (рис. 5, а) — цементит+ледебурит и небольшое количество перлита, неотбеленной части (рис. 5, б) — перлит и двойная фосфидно-карбидная эвтектика. На нетравленных микрошлифах выявлен тонкопластинчатый графит, равномерно расположенный по сечению отливки.

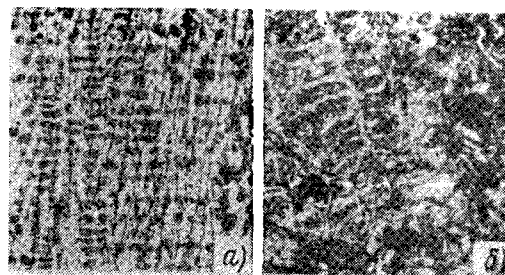


Рис. 5. Микроструктура отбеленного слоя пяты и неотбеленной части отливки

Кроме того, исследовали твердость отбеленной пяты (рис. 6, а) и основного материала в отливках (рис. 6, б), расположенных на разных уровнях по высоте стояка (см. рис. 1).

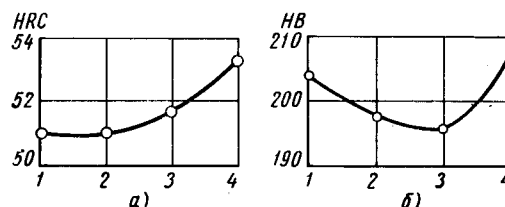


Рис. 6. График твердости отбеленного слоя пяты и неотбеленной части отливок (1—4) по высоте расположения из стояке

Исследования показали, что метод точного литья по выплавляемым моделям обеспечивает получение качественных отливок коромысел клапанов из легированного чугуна с дифференцированной структурой для автомобильного двигателя «Москвич-412». Отлитые по данной технологии коромысла клапанов показали хорошие результаты по износостойкости при испытании двигателей на стенде и в эксплуатации. Такая технология внедрена в серийное производство.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гиршович Н. Г., Чугунное литье. Металлургиздат, 1949.
2. Лиференко И. Г., Сладкова М. В., Антонов А. К. Сб. «Точное литье», Машгиз, 1952.
3. Шкленник Я. И., Баранов А. В., Телис М. Я. и др. Литье по выплавляемым моделям. Машгиз, 1961.
4. Худокормов Д. И., Клеев А. Н. «Литейное производство», 1962, № 3.

УДК 66.047.3:66.074.9

Очистка отработавших газов от паров растворителей в сушильных установках газового обогрева

Э. В. СЕНЬКЕВИЧ, М. М. КЛАЗ, М. И. СТРОНГИН

Минский автозавод

АВТОМОБИЛЬНАЯ промышленность является одним из основных потребителей лакокрасочных материалов [1]. В состав лаков и красок входит 25—75% растворителей и разбавителей. Выделяемые при сушке пары растворителей вредны для здоровья людей и загрязняют атмосферу.

За рубежом для очистки газов, идущих из сушильных установок, от паров растворителей применяются каталитический и термический способы [2]. При каталитическом способе газы подогреваются до 250—300° и, проходя через слой катализатора, окисляются, при термическом — газы, проходя через камеру, где они нагреваются до 800—900°, сгорают.

Оба способа требуют специальных очистных устройств, значительных затрат на подогрев паров до температур начала окисления, теплообменных устройств для полезного использования полученного при дожигании паров растворителей тепла. Затраты на очистку 1000 м³ газов, идущих из сушильных установок, от паров растворителей составляют 1,0—2,5 марки [3].

На основании анализа конструкций распространенных в СССР сушильных камер предложено в качестве окислителя для проведения процесса горения газа, идущего на обогрев сушильной камеры, использовать газы, идущие из сушильных установок. Так как температура горения газа в топочной зоне терморрадиационных панелей 800—900°, в этих условиях возможно полное дожигание паров растворителя, содержащихся в отработавших газах [4].

Способ попутного дожигания паров растворителей может быть осуществлен при совмещении процессов подсоса в камеру свежего воздуха, идущего на поддержание заданной концентрации паров растворителей и на горение топлива. При этом способе очистки уменьшается суммарное количество газов, выбрасываемых в атмосферу, в тепловом балансе сушильной установки используется тепло отработавших газов и газов от дожигания паров растворителей (без сооружения дополнительных теплообменных устройств). Экономия природного газа от использования тепла отработавших газов, имеющих температуру 100—180°, составляет 8—12%.

При температуре горения газа в топочной зоне панели 800—900° коэффициент расхода воздуха на горение составляет 1,8—2,2, т. е. на 1 м³ газа расходуется примерно 18—22 м³ воздуха. Правилами техники безопасности допускается, чтобы в воздухе сушильной установки содержался 4—10-кратный запас паров растворителей по отношению к нижнему пределу взрываемости их в смеси [5]. Если величину содержания паров растворителя в воздухе принять равной 4 г/м³, то она практически удовлетворяет самым строгим требованиям безопасности (нижний предел взрываемости для сольвента в смеси с воздухом 58,2 г/м³, для ксилола 43,5 г/м³, для толуола 48,2 г/м³). В этом случае в воздухе, идущем на горение 1 м³ газа в панели, содержится в среднем 80 г растворителя. Теплотворная способность растворителей составляет для ксилола, например, 9853 ккал/кг. Экономия газа от сжигания растворителя в этом случае составит примерно 10%.

В 1969 г. на Минском автозаводе совместно с другими организациями разработан и внедрен радиационно-конвективная сушильная установка с использованием попутного дожигания паров растворителя. Схема сушильной установки показана на рис. 1.

Сушильная камера 1 состоит из радиационной и конвективной зон. Свежий воздух поступает в радиационную зону в количестве, необходимом для поддержания заданной взрывобезопасной концентрации паров растворителей. Обогащенный парами растворителя воздух отсасывается вентилятором 2 и по линии 3 подается в терморрадиационные панели 4 в качестве окислителя для сжигания газа, идущего на обогрев сушильной камеры. Газ сжигается с помощью горелок, находящихся на полу. Дымовые газы с температурой 400° из панелей забираются дымососом 5, смешиваются с рециркулятом конвективной зоны и поступают по линии 6 на обдувку изделий. Часть смеси по линии 7 выбрасывается в атмосферу.

Такая схема соответствует процессу сушки лакокрасочных покрытий. Так, например, отработавшие газы отсасываются в начале сушильной камеры в связи с тем, что основная масса растворителя выделяется в начальный период сушки [6].

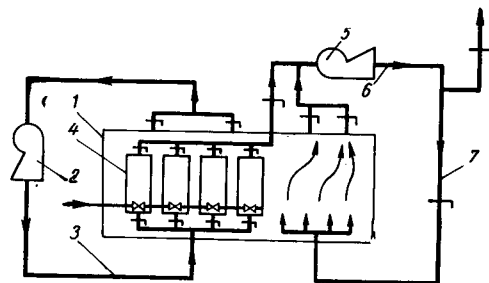


Рис. 1

Из рис. 2, на котором представлен характер испарения растворителя P в сушильной камере, следует, что 90—95% растворителя выделяется в первые 1—3 мин (t — время), а далее идет процесс полимеризации покрытия.

Характер изменения температур T в сушильной камере показан на рис. 3. В первой зоне камеры происходит быстрый нагрев изделия до заданной температуры, во второй — выдержка и выравнивание температур на всех поверхностях изделия. Такой режим соответствует оптимальным технологическим

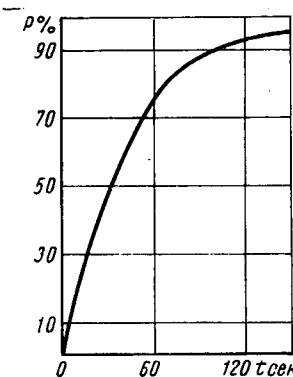


Рис. 2

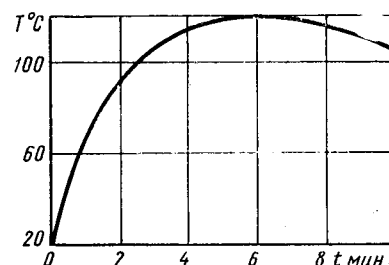


Рис. 3

требованиям к процессу сушки лакокрасочных покрытий на изделиях сложной формы.

В идеальном случае для дожигания растворителей предложенным способом необходимо, чтобы количество отработавших газов и воздуха на горение газа совпадало по величине. Однако на практике количество отработавших газов обычно больше или меньше, чем необходимо для проведения процесса сжигания газа на требуемом технологическом режиме. Так, например, обследование сушильных установок на Минском автозаводе показало, что при сушке тонколистовых деталей этим способом можно очищать 40—80% отработавших газов от паров растворителя и полезно использовать полученное при этом тепло. Для очистки оставшегося количества отработавших газов необходимы дополнительные затраты. При сушке массивных деталей, например, отливок, для горения газа необходимо к отработавшим газам подсасывать воздух из атмосферы.

Предложенный способ попутного дожигания паров растворителя в сушильных установках на заводах автомобильной про-

мышленности не требует больших затрат на модернизацию существующего оборудования и даже в случае частичной очистки дает экономический эффект. Дополнительное получение тепла от дожигания паров растворителей может составлять 2—3% в общем тепловом балансе завода.

ЛИТЕРАТУРА

1. Валенкина М. А., Горфункель Р. Б. «Лакокрасочные материалы и их применение», 1968, № 4.
2. Wilson I. «Techniques du petrole», 1966, № 11.
3. Vollheim G. «Staub», 25, 1965, 11, November.
4. Дубовикии Н. Ф. Справочник по углеводородным топливам и их продуктам сгорания. М., Госэнергоиздат, 1962.
5. Правила и нормы техники безопасности, пожарной безопасности и промышленной санитарии для окрасочных цехов. М., «Химия», 1965.
6. Bolleter H. «Technische Rundschau», 1965, № 17.

УДК 621.922.02.001.24:629.113—585.862

Расчет геометрии шлифовального круга для обработки канавок на чашке шарнира Рцеппа с угловым контактом

В. П. КОСТЕНКО, Э. Г. ГАЛКИН, В. И. АРХИПОВ

Брянский автозавод

В ПОСЛЕДНИЕ годы за рубежом широко применяются шарниры Рцеппа с некруговым профилем канавок (шарниры с угловым контактом или шарниры Бирфильд)¹.

Эти шарниры обладают следующими преимуществами:

1. Зона контакта шарика с канавкой отнесена от кромки канавки, тем самым предотвращается выдавливание металла в зазоры между сепаратором и сферическими поверхностями звездочки и чашки шарнира.

2. Имеется возможность получения оптимального соотношения между радиусом профиля канавки в зоне контакта и радиусом шарика.

3. К. п. д. и износостойкость шарнира более высокие.

4. Стойкость шлифовальных кругов при шлифовании канавок на чашке шарнира более высокая за счет расширения рабочей зоны на шлифовальном круге.

На звездочке и чашке шарнира с угловым контактом профиль канавок выполняется так, что направление силы, действующей между шариком и канавкой и проходящей через точку их соприкосновения, составляет заданный угол (обычно 45°) с направлением окружной силы. При этом радиус кривизны профиля канавки в точке контакта с шариком на 1,5—2,0% больше радиуса шарика.

Канавки на звездочке шарнира Рцеппа шлифуются в специальной оправке на круглошлифовальном станке таким обра-

зом профилем шлифовальный круг на конце после правки имеет форму полусферы. Если же форма шлифовального круга отлична от сферической, то профиль канавки не повторяет профиля круга, так как ось круга расположена в плоскости оси канавки под некоторым углом к плоскости ее нормального сечения.

Таким образом, для получения профиля канавки, обеспечивающего контакт шарика в определенной зоне и требуемый радиус кривизны профиля в точке контакта, необходимо прежде всего решить задачу взаимосвязи профиля шлифовального круга и профиля канавки, а именно построения профиля шлифовального круга, исходя из приведенных выше требований к профилю канавки.

Ниже рассматривается методика расчета профиля шлифовального круга для случая, когда профиль круга очерчен дугами окружностей (наиболее простой и удобный способ правки).

На рис. 2 показано сечение чашки шарнира и шлифовального круга плоскостью, проходящей через их оси. Заданными считаем размер B (определяется условиями установки чашки на станке), диаметр окружности расположения центров шариков D , угол контакта β , радиус шарика $r_{ш}$ и радиус профиля канавки в точке контакта r_k .

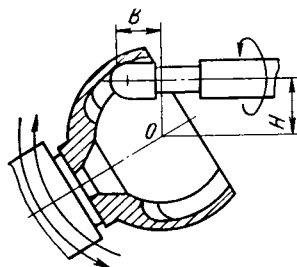


Рис. 1. Схема шлифования канавок на чашке шарнира Рцеппа

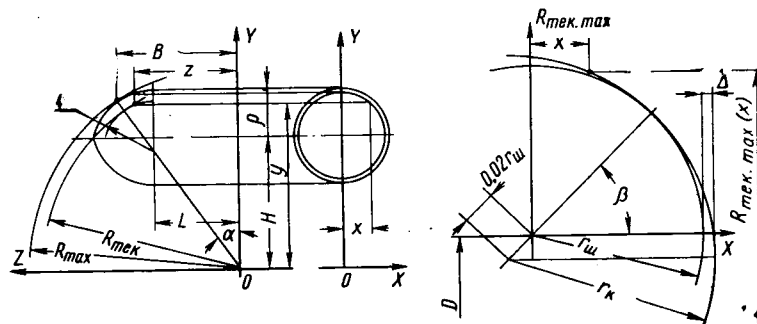


Рис. 2. Схема к расчету геометрии шлифовального круга

зом, что профиль канавки повторяет профиль шлифовального круга.

Канавки на чашке шарнира шлифуются концевыми кругами по схеме, показанной на рис. 1. При обработке канавок с кру-

¹ Гольд Б. В., Тверсков Б. М. Карданы равных угловых скоростей. НИИ Автопром, М., 1967.

Вместо размера D удобнее задаться размером R_{max} , приняв его с достаточной для расчета профиля инструмента точностью равным

$$R_{max} = \frac{D}{2} + r_{ш} + \Delta,$$

где $R_{\max}$ — радиус канавки в сечении плоскостью, проходящей через ее ось;

Δ — разность между максимальной шириной канавки, имеющей постоянный радиус кривизны, и радиусом шарика.

Из рис. 2

$$\Delta = r_k - r_{\text{ш}} - (r_k - r_{\text{ш}}) \cos \beta \approx 0,006 r_{\text{ш}}.$$

При шлифовании канавок контролируется размер D , поэтому размер $R_{\max}$ на детали отличается от принятого для расчета профиля круга, однако из-за малой разницы между $r_{\text{ш}}$ и r_k и, следовательно, незначительного отличия профиля канавки от дуги окружности принятое допущение практически не отражается на точности расчета профиля инструмента.

Уравнение рабочей поверхности шлифовального круга в принятой на рис. 2 системе координат можно записать в виде

$$R_{\text{тек}} = \sqrt{\left\{ \left[\rho - r + \sqrt{r^2 - (z - L)^2} - x^2 + H \right]^2 + z^2 \right\}}, \quad (1)$$

где $R_{\text{тек}}$ — расстояние точки поверхности шлифовального круга от оси X ;

ρ — радиус шлифовального круга;

r — радиус правки круга.

Так как $L = B - r \sin \alpha$ и $H = (R_{\max} - r) \cos \alpha + r - \rho$ (здесь

$$\alpha = \arcsin \frac{B}{R_{\max}}), \quad \text{выражение (1) принимает вид}$$

$$R_{\text{тек}} = \sqrt{\left\{ \left[\rho - r + \sqrt{r^2 - (z - B + r \sin \alpha)^2} - x^2 + \rightarrow \right. \right. \\ \left. \left. + [(R_{\max} - r) \cos \alpha + r - \rho] \right]^2 + z^2 \right\}}. \quad (2)$$

Для каждого значения x , т. е. в каждом сечении шлифовального круга, параллельном плоскости ZOY , рабочая точка поверхности круга, определяющая соответствующую точку профиля канавки, является наиболее удаленной от оси X (оси качения бабки станка). Максимальное значение $R_{\text{тек}}$ для каждого сечения круга есть вторая координата точки профиля канавки в нормальном сечении (первая координата x).

Для получения уравнения профиля канавки в нормальном сечении $R_{\text{тек max}} = f(x)$ необходимо первую производную уравнения (2) приравнять нулю, решить относительно z и полученное значение подставить в уравнение (2). Однако из-за сложности указанных преобразований определение $R_{\text{тек max}}$ проводилось численным методом на ЭВМ с интервалом $x \sim 0,015 \rho$ для значений x от 0 до ρ . Найдены координаты точек нескольких профилей канавок при различных значениях r .

Все расчеты проведены для значений ρ : от $\rho = r_{\text{ш}} + \Delta$ до $\rho = r_{\text{ш}} + 1,5 \Delta$. Для каждого полученного профиля канавки найдены значения β и r_k . С целью определения угла β для каждой точки профиля канавки находили разность между ко-

ординатой $R_{\text{тек max}}$ и полухордой сечения шарика, взятой при той же координате x , что и $R_{\text{тек max}}$. Координата x_k соответствующая наименьшему значению этой разности, и есть, очевидно, координата точки контакта. При этом

$$\beta = \arcsin \frac{x_k}{r_{\text{ш}}}.$$

Радиус профиля канавки в точке контакта определялся из известных соотношений по координатам точки контакта и координатам соседних точек, взятых справа и слева от точки контакта на расстоянии принятого интервала по оси X . На рис. 3 в качестве примера графически представлены результа-

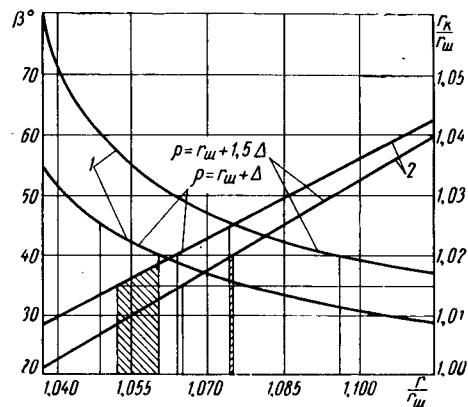


Рис. 3. Зависимость угла β и r_k от r

ты расчетов для двух значений ρ . Кривые 1 показывают изменение β в зависимости от r , кривые 2 — r_k .

Если принять $\beta = 40 \div 45^\circ$ и $\frac{r_k}{r_{\text{ш}}} = 1,015 \div 1,020$, то зна-

чения $\frac{r}{r_{\text{ш}}}$, соответствующие заштрихованным зонам на

рис. 3, будут, очевидно, определять диапазоны допустимых значений r . Так как в процессе изнашивания круга r увеличивается, указанные диапазоны определяют также допустимый износ круга, если править его по минимально допустимому значению r . С этой точки зрения предпочтителен тот радиус ρ , для которого указанный диапазон шире. Проведенные расчеты позволяют рекомендовать для шлифования канавок на чашке шарниров Рцеппа следующие размеры шлифовальных кругов (при $B \approx 3r_{\text{ш}}$): $\rho = 1,0065r_{\text{ш}}$ и $r = 1,055r_{\text{ш}}$ с допуском на износ $\pm 0,01r_{\text{ш}}$.

УДК 621.919.2.001.2:621.3—523.8

Автоматизация проектирования протяжного инструмента с помощью ЭЦВМ

С. Е. ФРИД

Институт технической кибернетики Академии наук БССР

ВЫЧИСЛИТЕЛЬНАЯ техника все более широко применяется при автоматизации проектных работ, в том числе и при проектировании металлорежущих инструментов.

Успешное внедрение автоматического проектирования в большой степени зависит от того, насколько спроектированный при помощи машины объект удовлетворяет предъявляемым требованиям. Возможности ЭЦВМ позволяют существенно усовершенствовать методологию проектирования с точки зрения повышения его качества. Это усовершенствование базируется на применении точных методов расчета, отражающих новейшие достижения научных исследований и практики, и

возможности оптимизации проектируемого объекта. При неавтоматизированном проектировании применять указанные методы практически невозможно из-за большой трудоемкости расчетов.

В Институте технической кибернетики АН БССР разработаны методики, алгоритмы и рабочие программы проектирования на ЭЦВМ ряда сложнорежущих инструментов, в том числе круглых протяжек переменного резания и шлицевых протяжек с прямоугольным, треугольным и эвольвентным профилем шлицев. Алгоритмы проектирования протяжного инструмента разработаны на основании руководящих материалов [1—3], при-

меняемых в настоящее время при неавтоматизированном проектировании.

Среди опубликованных работ по автоматизации проектирования протяжек наиболее полно эта задача решена в трудах [4 и 5]. Методика решения указанной задачи, разработанная в Институте технической кибернетики АН БССР, имеет ряд особенностей, которые дают возможность широко использовать ЭЦВМ для повышения качества спроектированных протяжек и расширения области применения разработанных алгоритмов.

Конструкция протяжки характеризуется сочетанием параметров ее основных элементов: материала режущей части и хвостовиков, шага и глубины впадины черновых зубьев, числа зубьев в секции и подъема на черновых зубьях. В процессе проектирования возможно получение нескольких десятков вариантов конструкции.

При неавтоматизированном проектировании из полученных расчетом вариантов конструкции протяжки конструктор выбирает наиболее приемлемый. Проектирование путем подбора размеров основных элементов с последующим расчетом требует значительных затрат времени. При работе даже по специальным методикам, которые позволяют ограничиться расчетом и анализом сравнительно небольшого числа вариантов [1 и 2], трудоемкость расчетов остается достаточно большой. Поэтому для неавтоматизированного проектирования характерно упрощение расчетной части: обычно ограничиваются расчетом и анализом двух или трех вариантов конструкции. При этом расчету подвергается только черновая часть, чистовая же назначается без расчета, хотя в некоторых случаях (при малых подъемах на зуб и большом числе зубьев в секции на черновых зубьях) может оказаться, что на чистовых зубьях усилие протягивания выше, а коэффициент помещаемости стружки ниже, чем на черновых, причем эти параметры могут выйти за допустимые пределы. Следовательно, при неавтоматизированном проектировании протяжек оптимальность конструкции не может быть гарантирована.

Проектирование протяжного инструмента с помощью ЭЦВМ при небольших затратах времени обеспечивает тщательный расчет и анализ параметров как черновой, так и чистовой частей всех рассчитываемых вариантов конструкции и выбор оптимального варианта.

Автоматическое проектирование на ЭЦВМ возможно лишь в том случае, если этот процесс будет строго формализован. Оптимальность спроектированной конструкции гарантируется только тогда, когда алгоритм построен на базе объективных закономерностей и оптимизация осуществляется по объективным критериям.

В зависимости от конкретных производственных условий к проектируемой протяжке предъявляются различные, иногда противоречащие друг другу требования, вследствие чего определение объективных критериев оптимальности затруднено. В некоторых случаях может оказаться, что незначительное изменение исходных данных (например, уменьшение припуска на протягивание) или расширение допустимых пределов отдельных параметров протяжки (увеличение допустимой длины) приводит к более приемлемым вариантам конструкции.

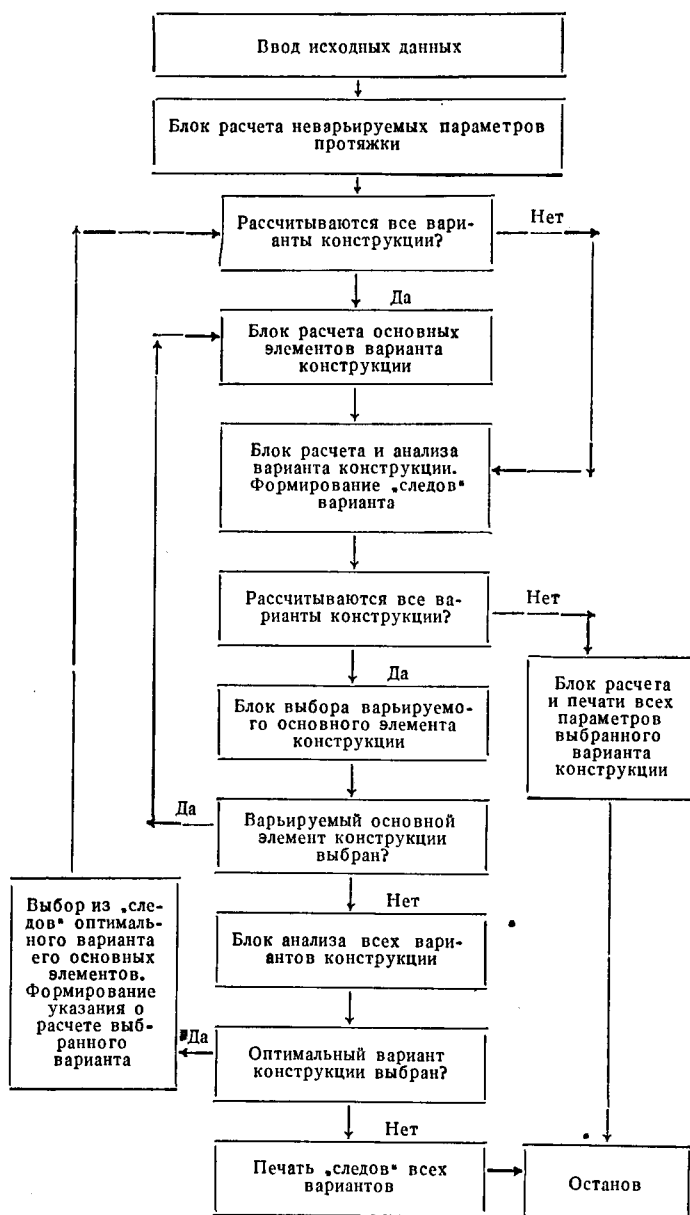
Однако современный уровень знаний в области протягивания не позволяет сформулировать общие количественные закономерности допускаемых изменений этих величин, учитывающих все многообразие производственных условий. Поэтому при автоматическом проектировании по разработанной методике ограничения параметров протяжки и критерии оптимального решения задаются конструктором и вводятся в ЭЦВМ в исходных данных. После расчета всех вариантов конструкции протяжки методика позволяет не анализировать полученные результаты автоматически, а выдать на печать «следы» этих вариантов (сочетание основных элементов конструкции и некоторых полученных расчетом параметров протяжки, необходимых и достаточных для анализа и оценки варианта). «Следы» выдаются на печать также при отсутствии годных вариантов конструкции, все параметры которых удовлетворяют заданным ограничениям. Приемлемый вариант или изменение исходных данных и первоначально заданных ограничений для повторного расчета выбираются конструктором при анализе «следов». После анализа в исходную информацию вносятся изменения и заново проводится полный расчет конструкции протяжки или только варианта, выбранного конструктором. Во втором случае в исходные данные вводятся значения основных элементов выбранного варианта, причем расчет можно вести как с первоначальными исходными данными и ограничениями, так и с измененными.

При автоматическом проектировании, как и при расчете варианта, выбранного конструктором, определяются и выдаются на печать все параметры спроектированной протяжки.

Таким образом, разработанная методика обеспечивает возможность как автоматического проектирования, так и неполного расчета с выдачей на печать «следов» всех вариантов для дальнейшего анализа их конструктором, а также для повторного расчета выбранного варианта.

Особенностью методики является то, что она предусматривает исследование работы проектируемой протяжки на всей длине рабочего хода, от вступления в резание и до выхода из него всех зубьев, начиная с первого, при движении протяжки через обрабатываемую деталь. Исследование заключается в расчете коэффициентов помещаемости стружки и усилий протягивания на каждом зубе, а также суммарных усилий на последовательно расположенных группах одновременно работающих зубьев. Оно позволяет получить полную картину изменения сил резания и условий размещения стружки вдоль всей режущей части, что особенно важно для оценки работоспособности проектируемой протяжки.

Рассчитанные коэффициенты помещаемости стружки и суммарные усилия протягивания на группах одновременно работающих зубьев сравниваются с допускаемыми величинами. Поскольку подъем на обдирочных зубьях определяется с учетом допускаемых значений усилия и коэффициента, недопустимые значения этих параметров могут иметь место лишь на чистовых зубьях. В последнем случае методика предусматривает



автоматическое увеличение шага и глубины профиля чистовых зубьев до величин, обеспечивающих допустимые значения усилия и коэффициента. Полученное расчетом наибольшее усилие протягивания и номер первого зуба наиболее нагруженной группы одновременно работающих зубьев, наименьший коэффициент помещаемости стружки и номер зуба с этим коэффициентом выдаются на печать.

В соответствии с методикой расчет вариантов конструкции проектируемой протяжки осуществляется последовательно. Варьируемый основной элемент для расчета каждого последующего варианта конструкции выбирается на основании анализа результатов расчета предыдущего варианта. Этот анализ позволяет сразу, без расчета, выявить менее приемлемые варианты, что сокращает число рассчитываемых вариантов, уменьшает расход машинного времени на проектирование и при неполном расчете облегчает анализ «следов» вариантов.

Разработанные алгоритмы позволяют проектировать протяжки для обработки как одной, так и группы деталей, протягиваемые элементы которых отличаются только длиной резания.

Принципиальная блок-схема алгоритма проектирования протяжного инструмента, разработанного в соответствии с указанной методикой, приведена в схеме.

Как показала практика автоматического проектирования, при расчете одной протяжки подготовка исходных данных, включая их перфорацию, занимает 15—20 мин, а сам расчет на ЭЦВМ 3—4 мин.

Разработанные алгоритмы и рабочие программы проектирования круглых и шлицевых протяжек прошли опытно-промышленную проверку и внедрены в производство на некоторых машиностроительных предприятиях.

ЛИТЕРАТУРА

1. Горецкая З. Д. Протягивание с большими подачами. Машгиз, 1960.
2. Маргулис Д. К. Протяжки переменного резания. Машгиз, 1962.
3. Щеголев А. В. Конструирование протяжек. Машгиз, 1960.
4. Максимов М. А. Сб. докладов на Всесоюзной научно-технической конференции «Новые конструкции и технологии производства режущих инструментов». ГОСИНТИ, М., 1966.
5. Максимов М. А. Автоматизация технологического проектирования при помощи электронных вычислительных машин. Изд-во «Машиностроение», 1966.

ИНФОРМАЦИЯ

УДК 629.114.3(-87)

КОНСТРУКЦИИ ОСЕЙ И ТЕЛЕЖЕК ЗАРУБЕЖНЫХ ПРИЦЕПОВ И ПОЛУПРИЦЕПОВ

ВАЖНЕЙШИМ узлом прицепного состава является ось, состоящая из балки со ступицами и тормозных механизмов (рис. 1). Ось, укомплектованная упругими элементами подвески и деталями крепления оси к раме или несущему кузову, образует тележку. Для прицепного состава общетранспортного назначения применяются обычно одно- и двухосные тележки. Трехосные тележки, устанавливаемые в последние годы на прицепном составе в Италии, Канаде, США и Англии, еще мало распространены.

Нагрузка на одноосную тележку прицепного состава общетранспортного назначения не превышает 13 т, а на двухосную — 21 т.

За рубежом оси для прицепного состава изготавливаются, как правило, специализированными фирмами. Наиболее известные из них: Тимкен, Роквелл-Стандарт (США), Бергше-Ахсенфабрик (ФРГ), Рабэрн Оуэн (Англия), Фрюхауф Франсе (Франция).

Балки осей изготавливаются из качественной стали. Например, балки для полуприцепов фирмы Фрюхауф (США) из-

готавливаются из среднеуглеродистой легированной хромомарганцево-никельмолибденовой стали 8635, по стандарту SAE твердостью HRC 26—28.

Балки осей английской фирмы Рабэрн Оуэн выполняются из углеродистомарганцевой стали EN14 по Британскому стандарту BS970, с пределом прочности не менее 70 кг/мм², а фирмы Вибертти (Италия) — из хромоникельмолибденовой стали твердостью HB 190—200.

Материалом для изготовления ряда балок осей фирмы Бергше-Ахсенфабрик служит сталь VM125 по DIN1665 твердостью HRC 26—29.

Оси и одноосные тележки для прицепного состава по грузоподъемности условно можно разделить на две группы:

1. Оси и тележки, предназначенные для различных прицепов, буксируемых легковыми автомобилями. Грузоподъемность их обычно не превышает 2500 кг.
2. Оси и тележки, используемые для прицепного состава общетранспортного назначения. Грузоподъемность их составляет 2500—13 000 кг.

Тележки первой группы обычно выпускаются с торсионной рычажной подвеской, с подвеской, выполненной на полуэллиптических листовых рессорах, и другими видами упругих элементов. Значительно распространены оси и тележки первой группы с резиновой подвеской системы Нейдхарт, у которой упругие элементы выполнены в виде резиновых жгу-

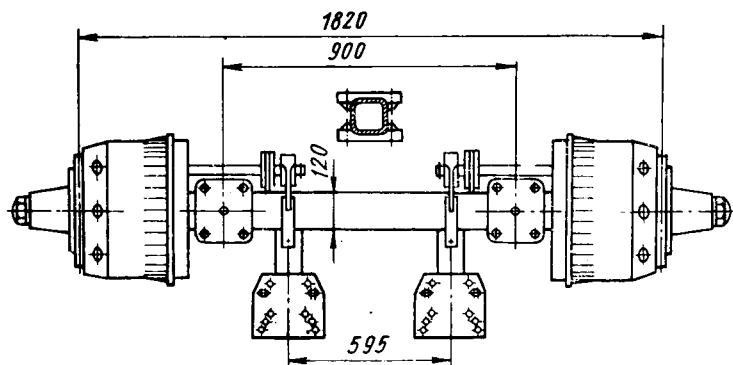


Рис. 1. Ось модели ZKRD 8010 фирмы Пайтц Ахсенфабрик (ФРГ)

тов, работающих на сжатие. Грузоподъемность большинства тележек первой группы составляет 500—1400 кг.

Одноосные тележки второй группы в большинстве случаев снабжены упругими элементами в виде листовых рессор.

Одной из особенностей осей малой грузоподъемности является выполнение балок с наклоном цапф на 1—2,5°. Наклон цапф предусмотрен для компенсации деформации балок осей во время движения прицепов (полуприцепов) с полной нагрузкой. Отсутствие наклона цапф при значительно деформирующихся осях, по зарубежным данным, является одной из причин повышенного износа протектора внутренних шин. Балки осей средней и большой грузоподъемности обычно выполняются достаточно жесткими, что позволяет обходиться и без наклона цапф.

Для снижения уровня пола прицепов и полуприцепов-фургонов балки осей часто изготавливают «ступенчатыми» с изгибом в средней части т. е. с расположением средней части балки ниже оси цапф. Такие оси в больших количествах выпускает, например, фирма Рабэри Оуэн. Схематичное изображение таких осей показано на рис. 2, а их параметры приведены в табл. 1.

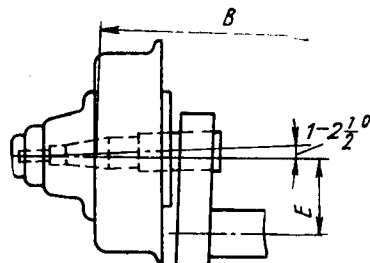


Рис. 2. Схематическое изображение части оси для прицепов-дач английской фирмы Рабэри Оуэн (вторая часть оси симметрична)

Наибольшее распространение получили следующие конструктивные схемы балок для осей прицепного состава (рис. 3): I — квадратного или прямоугольного сечения с обточкой концов под размер цапф; II — трубчатого сечения с сваренными цапфами и последующей обработкой их; III — трубчатого сечения с приваренными встык цапфами и последующей обработкой их; IV — трубчатого сечения с обжатыми концами и последующей обработкой их под размер цапфы; V — двухтаврового сечения с обточкой концов под размер цапф.

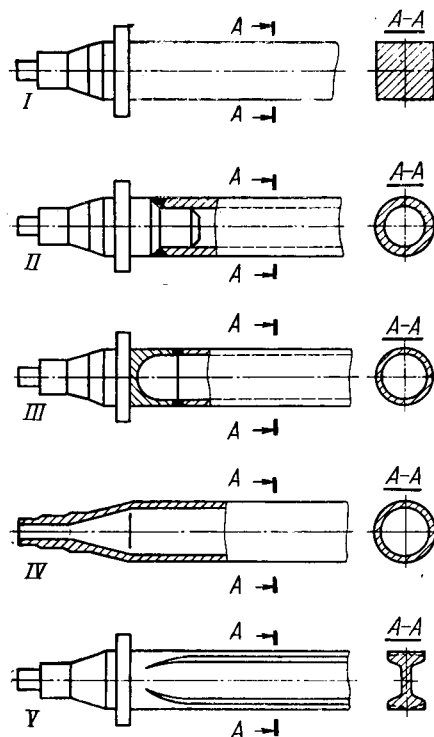


Рис. 3. Основные типы балок для осей прицепного состава

Выбор типа балки в значительной степени определяется масштабом производства и имеющимся технологическим оборудованием. Балки первого типа, изготавливаемые из проката квадратного или прямоугольного сечения, выпускаются либо при малых масштабах производства, либо при ограниченных технологических возможностях. Оси с балками первого типа выпускаются фирмами Бергисе-Ахсенфабрик, SAE (Франция) и др.

Изучение фирменных данных показало, что сечение балок квадратного профиля изменяется в широких пределах. В табл. 2 приведены размеры сечения балок разных грузоподъемностей.

Из табл. 2 видно, что сечения у балок примерно одинаковой грузоподъемности очень близки по размерам.

Оси с балками трубчатого сечения (типы II, III и IV) изготавливаются в основном фирмами Роквэлл-Стандарт, Рабэри Оуэн. Замена балок из квадратного и прямоугольного проката пустотелыми позволяет уменьшать вес неподрессоренных масс примерно на 20%. Выпуск та-

ких балок требует оснащения производства специальным сварочным и кузнечно-прессовым оборудованием. Отличие балок II, III и IV типов заключается в том, что у балок типов II и III цапфа приварена, а у типа IV — образована в результате обжатия концов заготовки балки. По весовым и прочностным показателям балка типа IV имеет преимущество перед балками типов II и III. Для изготовления балок осей грузоподъемностью 8—13,6 т отдельными фирмами используются трубы наружным диаметром 111—152 мм при толщине стенки 11,5—14,5 мм.

Одна из ведущих фирм Роквэлл-Стандарт предлагает для прицепов и полуприцепов оси грузоподъемностью 6,3—13,6 т. Все они изготавливаются с трубчатыми балками. Оси грузоподъемностью 6,3 т выполняются как с прямой балкой оси, так и со ступенчатой. Ступенчатой выполнена балка оси грузоподъемностью 7,25 т и балка оси серии FV.

Наряду с трубчатыми балками круглого сечения применяются пустотелые балки квадратного сечения. Конструкцию и технологию изготовления таких балок можно рассмотреть на примере оси модели Pro-Pag, которую фирма Фрюхауф спроектировала и начала изготавливать на новом заводе в г. Дельфос. Оси Pro-Pag грузоподъемностью 11,3 т изготавливаются из стального листа. Лист прокатан из качественной стали со значительным содержанием марганца и других легирующих присадок и по химическому составу представляет собой модификацию стали C-1035. Предел текучести стали 5600—6300 кг/см². Цапфы и балка оси выполнены из одной заготовки, что возможно благодаря наличию специального оборудования.

По утверждению фирмы применение качественной стали и специального оборудования позволило максимально использовать металл и в итоге получить прочную и жесткую конструкцию при минимальном собственном весе. При максимальной нагрузке и отсутствии наклона цапф прогиб балки не превышает 0,5%. С целью повышения ударной и усталостной прочности оси поперечное сечение последней в опасных местах увеличено.

Для осей Pro-Pag применена новая конструкция тормозов. Наружный и внутренний подшипники цапф роликовые конические одного типоразмера (наружный диаметр 152 мм, внутренний 89 мм), что сокращает номенклатуру запасных частей. Подшипники рассчитаны на радиальную нагрузку 20 т и при необходимости легко регулируются. Работают они

Таблица 1

Грузоподъемность оси в кг	Стандартная колея В в мм	Сечение балки в мм	Диаметр тормозного барабана в мм	Количество шпильки для крепления колес	Расстояние между осями цапфы E в мм
508	1524	38×38	152	3	76
766	1524	38×38	203	4	76
1016	1829	38×38	203	4	76
1524	1829	44×44	203	5	76
1778	1829	44×44	254	5	76
2032	1829	51×51	254	5	76

Таблица 2

SAE (Франция)		Рабэри Оуэн (Англия)		Фрюхауф (США)	
Грузоподъемность оси в т	Сечение в мм	Грузоподъемность оси в т	Сечение в мм	Грузоподъемность оси в т	Сечение в мм
—	—	0,5—1,0	38×38	—	—
1,6	50×50	1,5—1,78	44×44	—	—
—	—	2,0	51×51	—	—
3,0	60×60	2,5	57×57	—	—
5,0	70×70	5,0—6,0	76×76	5,0	80×80
6,0	80×80	—	—	—	—
8,0	90×90	—	—	8,4—9,0	100×100
8,8—10,0	100×100	—	—	—	—

в масляной ванне, которая находится в ловушке, образованной сальником внутреннего подшипника с одной стороны и крышкой из прозрачного пластика с другой. Сальник выполнен без вентиляционного отверстия, благодаря чему исключается попадание на подшипники влаги и пыли.

Технология изготовления оси Pro-Pag следующая (рис. 4). Стальной лист сворачивается в трубу диаметром 152 мм и сваривается встык (рис. 4, а). После этого концы трубы нагреваются до 1100°, высаживаются и обжимаются в специальной машине таким образом, чтобы в том месте балки оси, где будет установлен внутренний подшипник, толщина была больше, чем у концов (рис. 4, б). Затем концы балки повторно нагреваются,

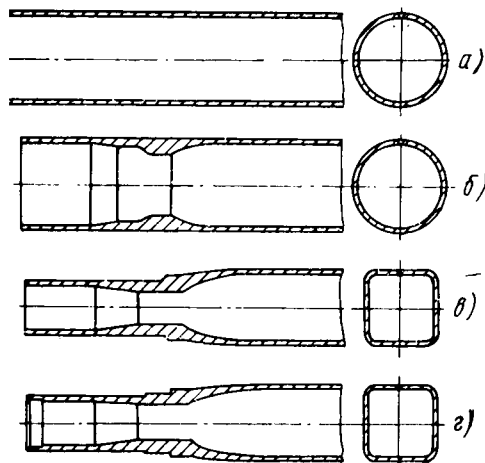


Рис. 4. Технологические этапы изготовления балки оси модели Pro-Pag фирмы Фрюхауф (США)

обжимаются и закаливаются, что обеспечивает повышение твердости поверхности цапф при сохранении вязкости внутренней структуры металла. После этого нагревается средняя часть оси и в специальном штампе трубчатое сечение преобразуется в квадратное размером 127×127 мм (рис. 4, в). Такое сечение позволило снизить (по сравнению с трубчатым сечением) собственный вес балки на 8,6 кг.

Дробеструйной обработкой удаляется окалина. Затем цапфы обтачиваются (рис. 4, г), а посадочные места для установки подшипников сначала закаливаются т. в. ч., а затем шлифуются. На этом процесс изготовления балки оси заканчивается.

Самые разнообразные оси грузоподъемностью 7,25; 8,0 и 10,0 т с балками из

квадратной трубы размером 120×120 мм изготавливает фирма Пайтц Ахсенфабрик (см. рис. 1).

Для изготовления осей широко применяются балки, у которых средняя часть имеет двутавровое сечение с плавным переходом на концах в круглое (рис. 3, тип V). Такие балки изготавливаются либо индивидуальной ковкой каждой заготовки, либо из периодического проката по несколько балок в одной заготовке. Выбор указанных выше форм сечения и их расположения по длине балки связан с условиями, в которых работают эти участки балки. Двутавровое сечение рационально для деталей, подвергающихся изгибу, а следовательно, и для балок осей, в основном работающих на изгиб (в большинстве случаев тормозные моменты у прицепов и полуприцепов воспринимаются рессорами). На участке между рессорами и тормозами у балки предусмотрено переходное сечение, хорошо воспринимающее и тормозные моменты, которыми оно также нагружается.

За рубежом оси с балками двутаврового сечения устанавливаются на прицепном составе фирм Фрюхауф (США), Виберти (Италия) и др.

В последние годы значительно увеличилась скорость движения автопоездов. С целью улучшения условий работы подшипников ступиц рядом фирм разработаны конструкции уплотнения ступиц, которые позволяют использовать жидкую смазку подшипников.

Для облегчения контроля за уровнем смазки в ступицах колпаки их изготавливаются из пластика с прозрачным «окошком». Такие оси уже выпускаются фирмами Кирксталь Фордж Энжиниринг, Рабэри Оуэн, Хайвэй Трейлера, Бритиш Тимкен и др.

Значительное внимание в настоящее время уделяется тормозным устройствам осей, так как от их совершенства в значительной степени зависит безопасность движения.

На осях разных фирм устанавливают тормозные механизмы как собственного производства, так и фирм, специализирующихся на выпуске тормозных устройств. Привод тормозных механизмов осей прицепов и полуприцепов может выполняться, в зависимости от требований потребителей, механическим, гидравлическим, пневматическим или пневмогидравлическим. Конструкции осей разработаны с учетом возможности установки на одну и ту же ось тормозных механизмов нескольких размеров. По зарубежным данным размеры тормозных механизмов колеблются в очень широких пределах: диаметры тормозных барабанов 300—430 мм, ширина тормозных на-

кладок 60—230 мм. Такое разнообразие размеров дает возможность получать различный тормозной момент для каждой оси. Так, например, фирма SAE изготавливает оси, у которых максимальный тормозной момент колеблется от 340 кГм для оси грузоподъемностью 1,6 т до 4000 кГм для оси грузоподъемностью 12,5 т. Тормозные механизмы могут иметь колодки, разжимаемые клином или S-образным кулаком. Последняя конструкция получила наибольшее распространение.

Для осей прицепов используются либо колеса автомобильного типа (т. е. колеса, у которых диск прикрепляется к ободу со смещением относительно последнего, что позволяет использовать одни и те же колеса при установке на передней оси автомобиля одинарных, а на заднем мосту сдвоенных колес), либо колеса, у которых диск закреплен по оси обода. В технических характеристиках осей обычно указывается, какой тип обода может быть установлен на данную модель осей. Примеивание колес с центральным расположением диска дает возможность несколько облегчить собственный вес осей за счет ступицы, подшипников и колес.

Для более полного удовлетворения требований потребителей оси одной и той же грузоподъемности за рубежом выпускаются: с различными типами и размерами колесных тормозов; с различными расстояниями между площадками для крепления рессор; с различными колесей и шириной площадки для крепления рессор; с различным числом и расположением шпилек, рассчитанных на установку различных типов и размеров колес и шин.

Чтобы представить номенклатуру осей и тележек, выпускаемых специализированными зарубежными фирмами, достаточно указать, что, например, фирма Вергише-Ахсенфабрик (ФРГ) выпускает семейство унифицированных осей грузоподъемностью от 1,4 до 10,0 т, включающее 27 типоразмеров, и семейство двухосных тележек грузоподъемностью от 12,0 до 16,0 т, включающее 29 типоразмеров. Колея унифицированных осей составляет 1490—1890 мм, ширина площадки для крепления рессор от 120 до 200 мм (длина площадки от 155 до 230 мм). Расстояние между отверстиями для стремянок 70—100 мм. Диаметр расположения шпилек от 205 до 335 мм, диаметр посадочного места диска колеса от 161 до 281 мм. На осях устанавливаются ободья размером от 4,0—18 до 8,0—20 дюймов и шины размером от 600—18 до 11,00—20.

Л. Я. МАРЦЫНОВСКИЙ, Ю. П. СОРОЧАН

НОВЫЕ АВТОМОБИЛИ ЯПОНСКОЙ ФИРМЫ ТОЁ КОГИЁ

ПО ПРОИЗВОДСТВУ автомобилей фирма Тоё Когие занимает третье место среди японских автомобильных фирм. Несмотря на сравнительно небольшой выпуск, автомобили этой фирмы весьма разнообразны. Прежде всего они отличаются типом автомобиля и силовым агрегатом.

Фирма выпускает легковые и грузовые автомобили, на которых устанавливаются бензиновые поршневые и роторно-поршневые двигатели, а также дизели.

На рис. 1 показан автомобиль Mazda P100. Автомобиль четырехместный с кузовом купе. Длина его 3830 мм, ширина

1480 мм, высота 1345 мм, база 2260 мм, дорожный просвет 160 мм. На автомобиле установлен двухроторный двигатель рабочим объемом 1 л, с жидкостной системой охлаждения. Максимальная мощность двигателя 100 л. с. (SAE) при 7000 об/мин, максимальный крутящий момент 13,82 кгм (SAE) при 4000 об/мин. Вес автомобиля 805 кг. Фирма заключила договор об экспорте 670 автомобилей Mazda P100 в Австралию и Тайланд в течение 1970 г.

На рис. 2 представлен пятиместный автомобиль Mazda P130 с кузовом купе. Длина его 4585 мм, ширина 1635 мм, вы-

сота 1385 мм, база 2580 мм, дорожный просвет 185 мм.

На автомобиле установлен двухроторный двигатель рабочим объемом 1,3 л. Степень сжатия двигателя 9,0, максимальная мощность 126 л. с. (SAE) при 6000 об/мин, максимальный крутящий момент 17,5 кгм (SAE) при 3500 об/мин.

Коробка передач четырехступенчатая, со следующими передаточными числами: I — 3,727; II — 2,176; III — 1,391; IV — 1,037 и задний ход — 3,727. Все передачи снабжены синхронизаторами.

Главная передача гипоидная с передаточным числом 3,9. Механизм руля — рейка с шестерней. Минимальный радиус поворота автомобиля 5,3 м. Тормозной путь 14 м (со скорости движения 50 км/ч). Максимальная скорость 190 км/ч. Вес автомобиля 1255 кг.

На рис. 3 изображен автомобиль Mazda 1300 с кузовом седан. Длина его 3795 мм, ширина 1480 мм, высота 1330 мм, база 2260 мм, дорожный просвет 160 мм.

На автомобиле установлен четырехцилиндровый, рядный, карбюраторный двигатель рабочим объемом 1,272 л с верхним распределительным валом. Диаметр цилиндра 73 мм, ход поршня 76 мм, степень сжатия 8,8. Максимальная мощность двигателя 78 л. с. (SAE) при 6000 об/мин, максимальный крутящий момент 10,5 кгм (SAE) при 4500 об/мин.

Сцепление однодисковое, сухое, диафрагменного типа. Коробка передач четырехступенчатая со следующими передаточными числами: I — 3,337; II — 1,995; III — 1,301; IV — 1,0; заднего хода — 3,337.

Главная передача гипоидная с передаточным числом 4,1. Механизм руля — винт и шариковая гайка с передаточным числом 17—19. Минимальный радиус поворота автомобиля 4,1 м. Передняя подвеска на пружинах, задняя — на полуэллиптических рессорах. Амортизаторы гидравлические, двойного действия. Тормоза с гидравлическим приводом комбинированного типа: передние — дисковые, задние — барабанные. Ручной тормоз механический с приводом на колодки задних колес. Тормозной путь автомобиля 13,5 м (со скорости движения 50 км/ч). Вес 780 кг. Емкость топливного бака 40 л. Шиши передние и задние 6.15—13—4PR.

Автомобиль выпускается и в других модификациях. Например, кроме указанного, изготавливаются еще два автомобиля с кузовом купе. Во всех модификациях особое внимание уделяется безопасности пассажиров.

На рис. 4 приведен автомобиль Mazda 1200 с кузовом пикап. Длина его 4160 мм, ширина 1480 мм, высота 1470 мм, база 2465 мм, дорожный просвет 160 мм.

На автомобиле установлен карбюраторный, четырехцилиндровый двигатель рабочим объемом 1,169 л с жидкостной системой охлаждения. Диаметр цилиндра 70 мм, ход поршня 76 мм, степень сжатия 8,6, максимальная мощность 65 л. с. (DIN) при 6000 об/мин, максимальный крутящий момент 9,4 кгм (DIN) при 3000 об/мин.

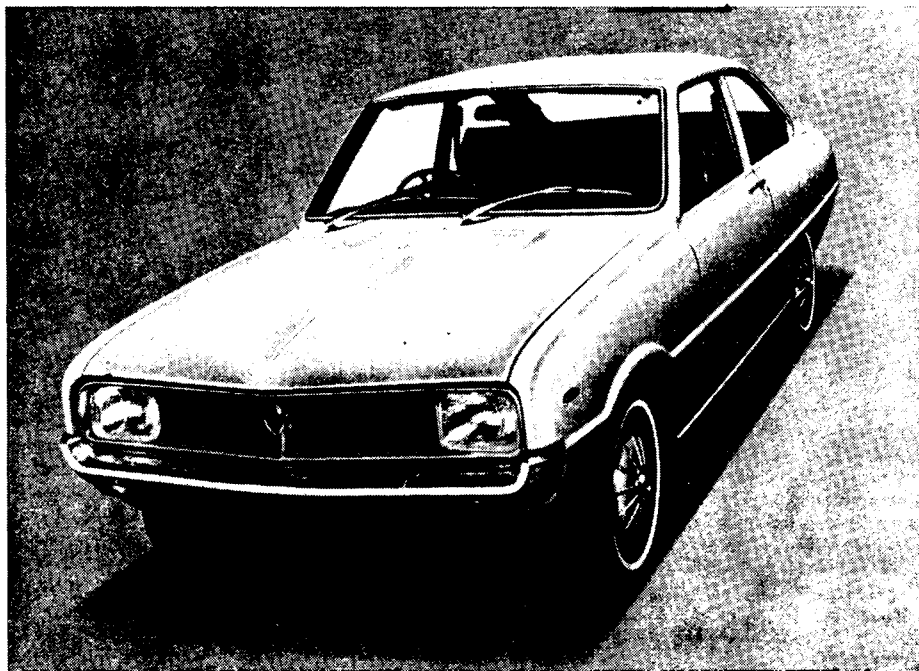


Рис. 1.

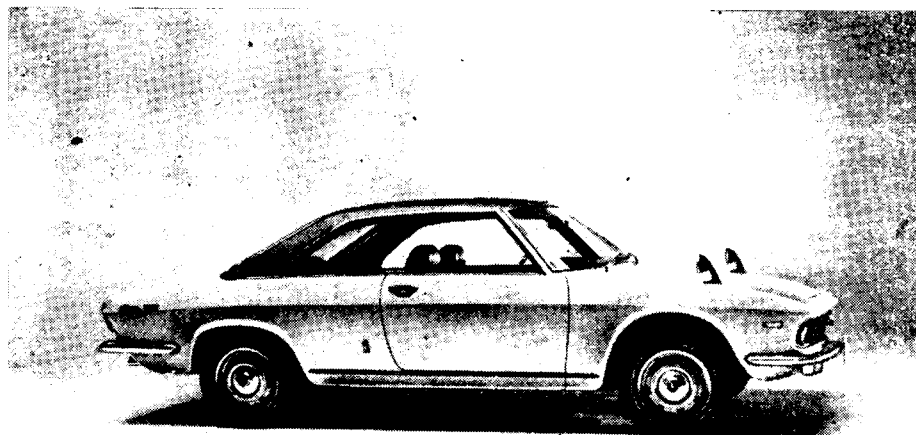


Рис. 2

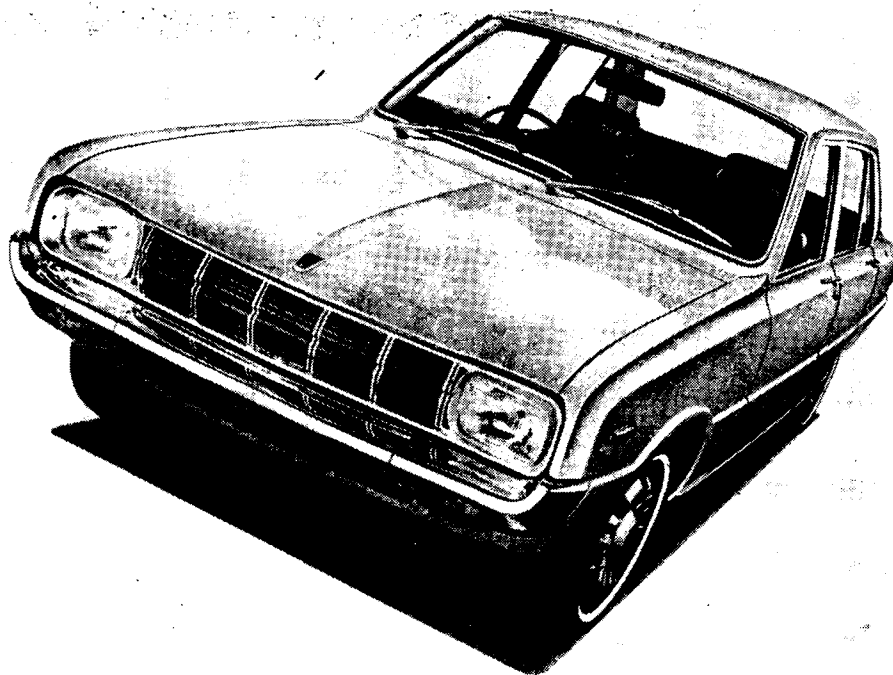


Рис. 3

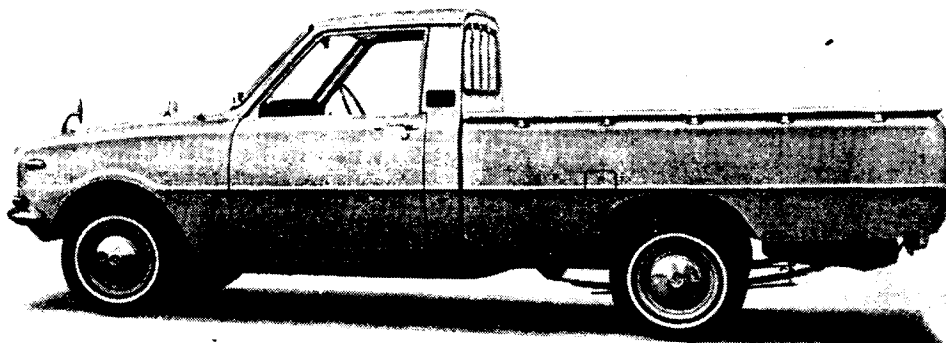


Рис. 4

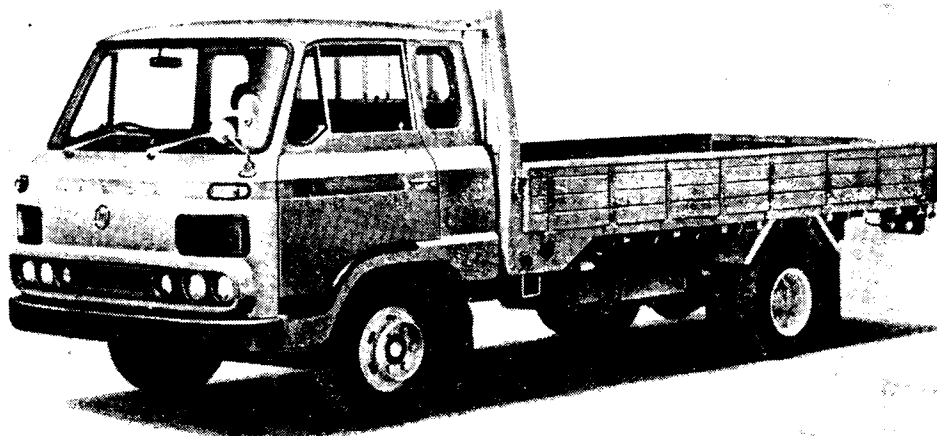


Рис. 5

Сцепление однодисковое, сухое, диафрагменного типа. Коробка передач четырехступенчатая со следующими передаточными числами: I — 3,655; II — 2,185; III — 1,425; IV — 1,0 и заднего хода — 3,655. Коробка полностью синхронизирована.

Главная передача гипоидная с передаточным числом 4,625. Механизм руля — винт и шариковая гайка с передаточным числом 17,6. Минимальный радиус поворота автомобиля 4,7 м. Передняя подвеска независимая на пружинах, задняя — на полуэллиптических рессорах. Тормоза с гидроприводом, ручной тормоз механический с приводом на колодки задних колес. Тормозной путь автомобиля 14 м (со скорости движения 50 км/ч). Емкость топливного бака 30 л. Вес автомобиля 785 кг. Передние шины 5.00—12—4PR, а задние — 5.00—12—8PR.

На рис. 5 изображен грузовой автомобиль Mazda 3800 грузоподъемностью 4 т. Кабина расположена над двигателем, платформа удлинена. Автомобиль Mazda 3800 является самым большим автомобилем, выпускаемым фирмой Тоё Когё. Длина его 6420 мм, ширина 2175 мм, высота 2260 мм, база 3535 мм, дорожный просвет 195 мм.

На автомобиле установлен шестицилиндровый, четырехтактный дизель рабочим объемом 3,783 л с жидкостной системой охлаждения. У дизеля вихрекамерный способ смесеобразования. Диаметр цилиндра 88,9 мм, ход поршня 101,6 мм, степень сжатия 21, максимальная мощность 110 л. с. при 3600 об/мин, максимальный крутящий момент 25,5 кгм при 2000 об/мин. Сцепление сухое, однодисковое с гидравлическим приводом. Коробка передач пятиступенчатая со следующими передаточными числами: I — 7,014; II — 3,660; III — 2,222; IV — 1,373; V — 1,0 и заднего хода — 7,014. Вторая, третья, четвертая и пятая передачи снабжены синхронизаторами.

Главная передача гипоидная с передаточным числом 4,65. Механизм руля — винт и шариковая гайка с передаточным числом 22,6—26. Минимальный радиус поворота автомобиля 6,5 м. Передняя и задняя подвески рессорные с гидравлическими амортизаторами двойного действия. Тормоза с гидроприводом на все колеса с вакуумным усилителем типа Бендикс. Ручной тормоз центральный. Тормозной путь автомобиля 16,5 м (со скорости движения 50 км/ч). Емкость топливного бака 75 л. Вес автомобиля 3140 кг. Максимальная скорость движения 105 км/ч. Передние и задние шины 7,50—16—12PR.

Канд. техн. наук А. В. КОСТРОВ

Гидромеханические трансмиссии грузовых автомобилей США

НА ГРУЗОВЫХ автомобилях и автомобилях-самосвалах в США широко применяются гидромеханические трансмиссии. Для автомобилей грузоподъемностью от 10 до 110—120 т используются как стандартное оборудование специально разработанные гидромеханические трансмиссии. При грузоподъемности автомобилей до 2—3 т в ряде случаев применяют гидромеханические трансмиссии, разработанные для легковых автомобилей (например, автоматические трансмиссии модели Борг Уорнер 35, Круиз-О-Матик и др.).

На грузовых автомобилях общего назначения грузоподъемностью до 10 т гидромеханические трансмиссии пока широко не применяются, видимо, потому, что они дороже, сложнее в изготовлении и менее экономичны на отдельных режимах работы. Однако другие значительные преимущества гидромеханических трансмиссий заставляют зарубежные фирмы создавать их для грузовых автомобилей общего назначения. Так, например, фирма Борг Уорнер в настоящее время разработала новую автоматическую трансмиссию для грузовых автомобилей полным весом 5,3—12 т. Коробка передач четырехступенчатая с передаточными числами 3,57; 2,26; 1,46; 1,0 и —4,64. Вес передачи с гидротрансформатором диаметром 280 мм — 152 кг, диаметром 305 мм — 159 кг.

Фирма Аллисон разработала новую автоматическую гидромеханическую трансмиссию AT-540 для грузовых автомобилей средней (12,5 т) и малой грузоподъемности (4,5 т) с комплексным неблокируемым гидротрансформатором. Коробка передач четырехступенчатая планетарная.

За рубежом при создании новых гидромеханических трансмиссий для грузовых автомобилей стремятся использовать положительные качества как гидротрансформатора, так и многоступенчатой механической коробки передач, работающей при блокированном гидротрансформаторе. Широкий диапазон гидротрансформатора используется лишь для плавного трогания с места, для движения с малыми скоростями и движения в особо тяжелых условиях.

Для повышения долговечности колесных тормозов автомобилей, как правило, применяют гидрозамедлители, встроенные в коробку передач. Гидромеханические трансмиссии могут быть как в одном агрегате с двигателем, так и отдельно.

В данной статье рассматриваются гидромеханические трансмиссии двух фирм США.

Фирма Аллисон выпускает большое количество моделей автоматических гидромеханических трансмиссий и их модификаций (около 1000) для автомобилей средней и большой грузоподъемности, а также для тягачей, автопогрузчиков, строительно-дорожных машин и др. При создании трансмиссий фирмой уделяется

большое внимание унификации их узлов и агрегатов.

Для грузовых автомобилей средней и большой грузоподъемности фирма выпускает ряд серий гидромеханических трансмиссий. Серия МТ (модели МТ30, МТ31, МТ40, МТ41, МТ42) применяется для автомобилей грузоподъемностью 10—30 т, с двигателями мощностью 130—250 л. с., модели МТ31 и МТ41 предназначены для работы с дизелем; серия 4000 (модель CLBT 4460 устанавливается по заказу) и трансмиссия НТ70 — для автомобилей с двигателями мощностью 200—350 л. с.; серия 5000 (модели CLBT 5660, 5860, 5861, 5960) — для автомобилей с двигателями мощностью до 525 л. с.; серия 6000 (у моделей CLBT 6060, 6061 гидротрансформаторы четырехколесные, гидрозамедлитель в отдельном отсеке) — для автомобилей с двигателями мощностью до 650 л. с. Гидромеханические трансмиссии серии 3000 на автомобилях не применяются.

Таблица 1

Передача	Передаточное число трансмиссии серии			
	МТ	4000	НТ70	5000 и 6000
I	5,29	4,00	3,00	4,00
II	3,81	2,82	2,27	2,68
III	2,68	2,00	1,73	2,00
IV	1,93	1,41	1,31	1,35
V	1,39	1,00	1,00	1,00
VI	1,00	0,71	0,76	0,67
Задний ход	—6,04	—4,77	—2,85	—5,12

При большой номенклатуре выпускаемых фирмой трансмиссий для грузовых автомобилей с двигателями мощностью от 130 до 650 л. с. используются только две кинематические схемы: одна для серии МТ и вторая для остальных серий и трансмиссии НТ70. Численные значения передаточных чисел коробок передач разных серий приведены в табл. 1.

Распределение передаточных чисел коробок передач осуществлено по геометрической прогрессии. Трансмиссии этих серий имеют комплексный блокируемый гидротрансформатор (трех- или четырехколесный, литой конструкции), гидрозамедлитель, встроенный в коробку передач, шестиступенчатую планетарную коробку передач с дисковыми тормозами.

Шестерни планетарных коробок передач прямозубые. В качестве датчиков автоматического переключения передач используются устройства, работающие по принципу трубки Пито. Одно из этих устройств устанавливается на ведущем (датчик нагрузки двигателя), а второе

на ведомом звене (датчик скорости автомобиля) коробки передач. На некоторых моделях трансмиссий устройство типа трубки Пито устанавливается только на ведущем звене, а на ведомом — шестеренчатый насос.

Вращающаяся деталь ведущего звена снабжается кольцевым желобом с внутренними лопатками, постоянно заполненным (с помощью шестеренчатого насоса) маслом. На неподвижном картере устанавливается трубка с открытым загнутым концом, который опускается в желоб с маслом. Трубка каналом связана с золотником переключения. При вращении кольцевого желоба (например, ведущей деталью) вращается с той же скоростью масло, заполняющее желоб. Поток масла набегает на открытый конец неподвижной трубки и создает определенное давление p_1 в трубке и канале:

$$p_1 = p_0 + \rho \frac{v^2}{2}$$

или

$$p_1 = \rho \frac{v^2}{2},$$

где p_0 — давление в потоке жидкости (можно принимать $p_0=0$);

ρ — плотность жидкости;

v — скорость потока у открытого конца трубки.

Устройство, связанное с ведомой частью передачи и создающее давление p_2 , аналогично приведенному выше. Разность давлений, создаваемых датчиками, обеспечивает перемещение золотника переключения в необходимую сторону.

На рис. 1 приведена кинематическая схема гидромеханической трансмиссии серии МТ.

В гидромеханическую трансмиссию входят блокируемый комплексный гидротрансформатор 1, планетарная коробка передач 2 с встроенным гидрозамедлителем 3, стояночный тормоз 4 и гидравлическая система переключения передач. На схеме показаны датчики автоматического переключения 5. Гидрозамедлитель состоит из одного вращающегося многолопаточного колеса, установленного на коронной шестерне первого планетарного ряда, и двух неподвижных колес, выполненных в картере.

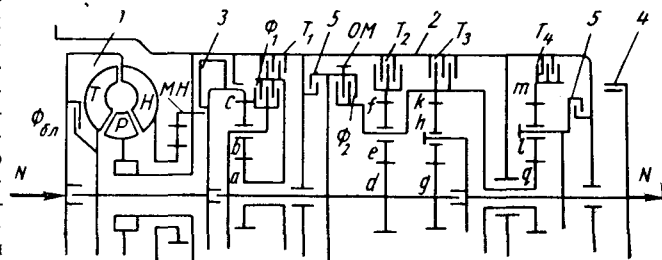


Рис. 1

Трансмиссия обеспечивает шесть передач переднего и одну передачу заднего хода. Для управления автомобилем имеются педаль подачи топлива, рычаг управления диапазонами коробки передач и педаль гидрозамедлителя. Работу гидроривода, гидротрансформатора, смазку деталей коробки передач обеспечивает один масляный насос МН. Предусмотрен отбор мощности ОМ.

Гидротрансформатор на режиме гидромукты автоматически блокируется фрикционным Φ_{6A} .

Планетарная коробка передач (с тремя степенями свободы) состоит из четырех планетарных рядов, четырех дисковых тормозов T_1, T_2, T_3, T_4 и двух фрикционных Φ_1 и Φ_2 . Первый планетарный ряд с фрикционным Φ_1 и тормозом T_1 представляет собой двухступенчатую передачу с передаточными числами

$$i_1 = 1 + \frac{a}{c} = 1,39 \text{ и } i_2 = 1,00.$$

Второй и третий планетарные ряды, фрикцион Φ_2 , тормоза T_2 и T_3 образуют трехступенчатую передачу с передаточными числами

$$i'_1 = 1 + \frac{k}{g} = 3,81;$$

$$i'_2 = \frac{\left(1 + \frac{f}{d}\right)\left(1 + \frac{k}{g}\right)}{1 + \frac{f}{d} + \frac{k}{g}} = 1,93; i'_3 = 1,00.$$

На I передаче включены тормоза T_1 и T_3 .

$$i_1 = i_1 i'_1 = \left(1 + \frac{a}{c}\right)\left(1 + \frac{k}{g}\right).$$

На II передаче включены фрикцион Φ_1 и тормоз T_3 .

$$i_{II} = i_2 i'_1 = 1 + \frac{k}{g}.$$

На III передаче включены тормоза T_1 и T_2 .

$$i_{III} = i_1 i'_2 = \frac{\left(1 + \frac{a}{c}\right)\left(1 + \frac{f}{d}\right)\left(1 + \frac{k}{g}\right)}{1 + \frac{f}{d} + \frac{k}{g}}.$$

На IV передаче включены фрикцион Φ_1 и тормоз T_2 .

$$i_{IV} = i_2 i'_2 = \frac{\left(1 + \frac{f}{d}\right)\left(1 + \frac{k}{g}\right)}{1 + \frac{f}{d} + \frac{k}{g}}.$$

На V передаче включены тормоз T_1 и фрикцион Φ_2 .

$$i_V = i_1 i'_3 = 1 + \frac{a}{c}.$$

На VI передаче включены фрикцион Φ_1 и Φ_2 . Планетарные ряды блокированы и вращаются как одно целое с ведущим валом. Передаточное число VI передачи

$$i_{VI} = i_2 i'_3 = 1,00.$$

На заднем ходу включены тормоза T_1 и T_4 .

$$i_{3,x} = \left(1 + \frac{a}{c}\right)\left(1 - \frac{km}{gq}\right).$$

При работе трансмиссии в целом, кроме фрикционных элементов коробки передач, включается фрикцион блокировки Φ_{6A} гидротрансформатора. По числу зубьев унифицированы второй и четвертый планетарные ряды, во всех планетарных рядах по числу зубьев унифицированы коронные шестерни. Унифицированы также диски фрикционных и тормозов.

Гидравлический привод управления обеспечивает четыре диапазона работы трансмиссии. Управление диапазонами ручное, переключение передач внутри диапазонов автоматическое.

Диапазон 1. Включаются I и II передачи (движение в тяжелых дорожных условиях).

Диапазон 2. Включаются III и IV передачи (движение по загруженной дороге).

Диапазон 3. Включаются III, IV и V передачи (движение по менее загруженной дороге).

Диапазон 4. Включаются III, IV, V и VI передачи (обычные условия движения).

Гидротрансформатор используется только на I и III передачах (трогание, разгон и тяжелая дорога), на остальных передачах он блокирован. Это обеспечивает высокое значение к. п. д. трансмиссии. В обычных условиях движения (диапазон 4) трогание с места происходит на III передаче, работающей вместе с гидротрансформатором. Он блокируется при 2000—2600 об/мин двигателя. Поздняя блокировка происходит при значительном открытии дроссельной заслонки. Переключение с III на IV передачу в зависимости от открытия дроссельной заслонки происходит при 2600—3800 об/мин.

В табл. 2 приведены некоторые параметры различных моделей гидромеханических трансмиссий серии МТ.

Действие гидрозамедлителя заключается в следующем. При нажатии на педаль гидрозамедлителя клапан закрывает выпускной канал и открывает впускной. Масло из гидросистемы заполняет рабочую полость картера гидрозамедлителя. По мере заполнения полости картера эффект торможения увеличивается. Одновременно включается блокировочный фрикцион для увеличения тормозящего действия двигателем. Тормозной момент замедлителя на ведущие

колеса передается механическим путем (через промежуточный и ведомый валы трансмиссии). При отпущенной педали клапан закрывает впускной канал и открывает выпускной. Колесо выбрасывает масло в картер. Тормозной момент гидрозамедлителя определяется по формулам для гидродинамических передач (гидромукты).

Тормозящее действие гидрозамедлителя может в 6 раз превышать тормозящее действие двигателя. Гидрозамедлитель обеспечивает три диапазона плавного торможения автомобиля.

На рис. 2 показана кинематическая схема гидромеханической трансмиссии НТ70 и других серий (обозначения те же, что и на рис. 1). Предусмотрен масляный насос МН гидросистемы.

Трансмиссия НТ70 предназначена для работы с дизелем мощностью до 350 л. с.: максимальные входные части оборотов — 2500 в минуту; максимальный входной крутящий момент — до 100 кгм. В трансмиссии предусмотрена возможность установки трех типоразмеров трехколесных комплексных блокируемых гидротрансформаторов моделей ТС450, ТС470 и ТС490 с максимальными коэффициентами трансформации соответственно 3,1; 2,82 и 2,55. Предусмотрен отбор мощности ОМ.

Так же как и гидромеханические трансмиссии серии МТ, трансмиссия НТ70 обеспечивает шесть передач переднего и одну передачу заднего хода. В отличие от трансмиссий МТ, где высшая передача прямая, трансмиссия НТ70 и другие серии имеют высшую передачу повышающую. Привод управления также позволяет работать на четырех диапазонах с автоматическим переключением передач внутри диапазонов.

Планетарная коробка передач с тремя степенями свободы состоит из четырех планетарных рядов, четырех дисковых тормозов T_1, T_2, T_3 и T_4 , двух фрикционных Φ_1 и Φ_2 и гидравлического привода управления. Первый планетарный ряд является двухступенчатой передачей с передаточными числами $i_1 = 1,00$ и $i_2 = 0,76$, остальные планетарные ряды образуют трехступенчатую передачу с передаточными числами

$$i'_1 = 3,00; i'_2 = 1,73 \text{ и } i'_3 = 1,00.$$

На I передаче включены фрикцион Φ_1 и тормоз T_3 .

$$i_1 = i_1 i'_1 = 1 + \frac{k}{g}.$$

Таблица 2

Параметры	Модели трансмиссий				
	МТ30	МТ31	МТ40	МТ41	МТ42
Максимальные и минимальные входные числа оборотов в минуту	4000—3200	3500—3150	3800—3200	3150—2500	3600—3200
Максимальный входной крутящий момент в кгм	41	41	55	55	66
Максимальная входная мощность в л. с.	140—250				
Модель трехколесного гидротрансформатора	ТС340	ТС350	ТС360	ТС370	—
Максимальный коэффициент трансформации	2,8	3,5	3,0	2,5	—
Вес трансмиссии в кг	250	250	250	250	250

На VI передаче включены тормоз T_1 и фрикцион Φ_2 . Первый планетарный ряд работает как повышающая передача. Второй, третий и четвертый планетарные ряды блокированы фрикционом Φ_2 ,

$$i_{VI} = \frac{1}{1 + \frac{a}{c}} = 0,73.$$

На заднем ходу включены фрикцион Φ_1 и тормоз T_5 . Работают четвертый и пятый планетарные ряды. Передача работает как однопочная. Весь поток мощности двигателя передается через центральный вал с передаточным числом

$$i_{3,x} = 1 - \frac{mr}{qn} = -5,75.$$

Общее силовое передаточное число на каждой передаче трансмиссии определяется произведением коэффициента трансформации K на передаточное число коробки передач.

Относительные крутящие моменты, передаваемые планетарными рядами к коронной шестерне суммирующего планетарного ряда, определяют по формуле

$$\frac{M_m}{M_T} = \frac{i_x \frac{m}{q}}{1 + \frac{m}{q}} = \frac{i_x (i_1 - 1)}{i_1},$$

где M_m — крутящий момент на коронной шестерне;

M_T — крутящий момент на валу турбины;

i_x — передаточное число передачи, для которой определяется крутящий момент.

Числовые значения относительных моментов на коронной шестерне m (в знаменателе на солнечной шестерне a) по I, II, III, IV, V и VI передачам соответственно равны

$$\begin{array}{ccc} \frac{3,24}{1,00}; & \frac{1,79}{0,55}; & \frac{1,30}{0,40}; \\ \frac{1,00}{0,31}; & \frac{0,764}{0,236}; & \frac{0,558}{0,172}. \end{array}$$

Относительная мощность, передаваемая планетарными рядами на коронную шестерню m , определяется как

$$\frac{N_m}{N_T} = \frac{1 + \frac{m}{q} - i_x}{1 + \frac{m}{q}} = \frac{i_1 - i_x}{i_1}.$$

Числовые значения относительных мощностей, передаваемых на коронную шестерню m , по отдельным передачам соответственно равны 0; 0,437; 0,60; 0,695; 0,765 и 0,827. Переключение передач осуществляется рычагом селектора. Гидрозамедлитель обеспечивает шесть ступеней замедления. Сухой вес трансмиссии 1680 кг.

Фирма Твин Диск (США) выпускает несколько серий гидромеханических трансмиссий. Серия TA-51-2000 применяется для автомобилей с двигателем

мощностью до 450 л. с. и максимальным крутящим моментом 145 кгм. Разработано девять моделей, из них наиболее распространены модели с диапазоном коробок передач 5,93; 6,80; 5,44 и 4,50. Гидротрансформаторы — серии 1700 или 1800.

Серия TA-51-1300 применяется для автомобилей с двигателем мощностью 280 л. с. и максимальным крутящим моментом 95,4 кгм. Гидротрансформатор — серии 1600, гидрозамедлитель устанавливается по требованию заказчика.

Серия TA-51-3000 применяется для автомобилей большой грузоподъемности. Фирма разработала и выпускает гидромеханическую трансмиссию модели 3100 для автомобилей с двигателем (дизелем) мощностью до 800 л. с.

Коробки передач всех серий — пятиступенчатые непланетарного типа. Гидротрансформатор работает на I и II передачах, на высших передачах он блокирован (возможна блокировка и на II передаче).

На рис. 4 приведена кинематическая схема гидромеханической трансмиссии модели 3100.

Схема *a* показана при условном разрезе трансмиссии по валам V, III и I передач переднего хода и передачи заднего хода, схема *б* — поперечный разрез. Гидромеханическая трансмиссия состоит из гидротрансформатора 1, гидрозамедлителя 2, пятиступенчатой коробки передач 3 непланетарного типа и гидропривода управления. Гидротрансформатор одноступенчатый, трехколесный, имеет овальное сечение, суженное кверху. Реактор установлен на муфте свободного хода роликового типа. При блокировании гидротрансформатора фрикционом Φ_{bl} все его звенья вращаются как одно целое. Включение передач осуществляется шестью многодисковыми муфтами с помощью гидропривода. Две муфты имеют диаметр 229 мм, остальные — 267 мм.

Гидротрансформатор используется только на I и II передачах для трогания автомобиля с места и для движения с малыми скоростями в особо тяжелых условиях. При включении II передачи имеются два диапазона работы: первый — с включенным гидротрансформатором и второй — при блокировании. На III, IV и V передачах трансмиссия работает с блокированным гидротрансформатором, т. е. как чисто механическая трансмиссия. Блокирование гидротрансформатора осуществляется вручную, однако предусмотрено устройство, позволяющее использовать гидротрансформатор на всех передачах.

Передачные числа механической коробки передач: $i_I = 4,68$; $i_{II} = 2,19$; $i_{III} = 1,53$; $i_{IV} = 1,09$; $i_V = 0,765$; $i_{3,x} = -4,68$.

Фрикционные муфты, включающие передачи, на рис. 4 обозначены I, II, III, IV, V и 3X. Более широкий диапазон I и II передач перекрывается гидротрансформатором, а передаточные числа последующих передач сближены, как это принято в механических трансмиссиях с неавтоматическим переключением. Это позволяет осуществлять блокировку гидротрансформатора с переключением механических передач и, следовательно, избежать дополнительных потерь мощности в гидротрансформаторе.

Преимуществом коробки передач с неподвижными осями по сравнению с планетарными является относительная легкость получения различной гаммы передаточных чисел. Коробка передач состоит из ведущего вала 4 с тремя жестко закрепленными на нем шестернями. Шестерни ведущего вала находятся в постоянном зацеплении с тремя шестернями трех промежуточных валов 5, на которых установлены попарно шесть многодисковых муфт 6. Промежуточные валы 5 при помощи многодисковых муфт 6 соответствующих передач могут быть связаны с шестернями ведомого вала 7 (ведущий и ведомый валы соосны). В зависимости от включенной муфты мощность (вращение) передается от

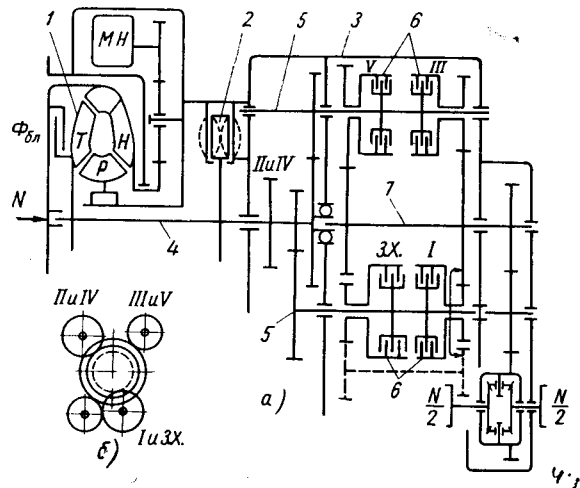


Рис. 4

двигателя через гидротрансформатор или прямо на ведущий вал коробки передач, от него через соответствующий промежуточный вал и включенную муфту на ведомый вал и далее через промежуточную и главную передачи к полуосям автомобиля. На передних передачах одновременно под нагрузкой находятся две пары, на заднем ходу три пары шестерен, что обеспечивает высокий к. п. д. трансмиссии.

ЛИТЕРАТУРА

1. Проспекты фирмы Аллисон.
2. «Diesel and Gas Turbine Progress», сентябрь 1968, стр. 35—37.

А. В. ПЕТРОВ

РЕФЕРАТЫ СТАТЕЙ

УДК 621.434.13:621.43-72

Дифференцированная подача масла в двухтактных двигателях. Райков И. Я., Старшинов Ю. А. «Автомобильная промышленность», 1970, № 7.

Рассмотрены особенности конструкции, принцип работы и результаты испытаний маслodosирующего насоса мотоциклетного двухтактного двигателя фирмы Ямаха. Рис. 2.

УДК 621.43—232.172.001.24

К уточнению метода расчета поршневых головок шатунов автомобильных двигателей. Чапчаев А. А., Туляков В. М. «Автомобильная промышленность», 1970, № 7.

Приведена методика расчета головок шатунов современных автомобильных двигателей, которая позволяет с достаточной точностью рассчитывать головки шатунов любой конструкции. Рис. 3.

УДК 629.113—597.5

Автоматическое регулирование тормозных сил автомобиля. Метлюк Н. Ф. «Автомобильная промышленность», 1970, № 7.

Разработана методика рационального выбора конструктивных параметров исполнительных органов тормозных систем автомобилей. Приведен сравнительный анализ и показаны примерные схемы регуляторов тормозных сил разных типов. Рис. 4. Библ. 2.

УДК 629.113—587.001.24

О расчете рабочего объема гидравлического механизма блокировки дифференциала. А. А. Малюков. «Автомобильная промышленность», 1970, № 7.

Дано обоснование выбора плунжерно-кулачкового механизма и его параметров; описание конструкции дифференциала с гидравлическим механизмом блокировки; изложена методика расчета гидравлического механизма. Приведены экспериментальные значения коэффициента блокировки. Рис. 4. Библ. 3.

УДК 629.113.001.1

О проблеме оптимизации взаимодействия человека и автотранспортной техники. Островцев А. Н., Дербаремдикер А. Д. «Автомобильная промышленность», 1970, № 7.

Рассмотрены вопросы методики оценки плавности хода автомобилей с учетом психофизиологических реакций человека на колебания. Показана разница в «силе воздействия» и «силе восприятия», которую предлагается оценивать специальным критерием. Рис. 2. Библ. 12.

УДК 629.113.001.1

Влияние некоторых факторов на показатели скоростных свойств легкового автомобиля. Шмидт А. Г. «Автомобильная промышленность», 1970, № 7.

Описано исследование влияния сопротивления качению шин и сопротивления воздуха на интенсивность разгона и максимальную скорость легковых автомобилей с удельной мощностью 20 и 60 л. с./т. Приведены результаты. Рассмотрены автомобили с бензиновыми двигателями и механическими ступенчатыми трансмиссиями. Рис. 4. Библ. 8.

УДК 629.113—592.001.5

Статическая и статистическая характеристики тормозов автомобилей. Мащенко А. Ф. «Автомобильная промышленность», 1970, № 7.

Приведены результаты расчетов статических характеристик тормозов ряда серийных автомобилей по единой методике с номинальными условиями. Изложена методика связи теоретической характеристики тормоза с данными испытаний; введено понятие статистической характеристики тормоза. Табл. 1. Рис. 4. Библ. 6.

УДК 629.113—578/—587.001.5

Крутильные колебания в трансмиссии автомобиля с учетом реактивных связей. Масандов М. С. «Автомобильная промышленность», 1970, № 7.

Аналитически исследовано влияние податливости реактивных связей заднего моста на собственные частоты. Предложена расчетная схема, учитывающая дифференциальную связь ведущего и ведомого зубчатых колес главной передачи и балки заднего моста. Приведены экспериментальные данные, подтверждающие аналитические расчеты. Табл. 1. Рис. 4. Библ. 4.

УДК 629.113.012.85

Определение жесткости рычажной подвески. Успенский И. Н. «Автомобильная промышленность», 1970, № 7.

Предлагается методика расчета жесткости поперечно-рычажной подвески с учетом бокового сдвига и изгиба пружины. Экспериментальные исследования подтверждают высокую точность предлагаемого метода расчета. Рис. 4. Библ. 4.

УДК 629.113.001.42

Определение минимально необходимого пробега при измерении параметров режима работы автомобиля. Чумаков В. В. «Автомобильная промышленность», 1970, № 7.

Описан приближенный метод определения минимально необходимого пробега по характеру изменения скорости движения автомобиля на различных дорогах. Минимально необходимый пробег находится по эмпирическому корреляционному уравнению. Рис. 2. Библ. 6.

УДК 629.113.027:629.113.075.001.5

Особенности криволинейного движения автомобилей с передним приводом колес. Фаробин Я. Е. «Автомобильная промышленность», 1970, № 7.

Проведено исследование и сравнение свойств автомобилей с передним и задним приводом колес при повороте. Отмечаются положительные качества автомобилей с передним приводом колес по параметрам статической поворотливости. Табл. 1. Рис. 3. Библ. 3.

УДК 621.74.043.2.06

Повышение эффективности работы машины литья под давлением путем двойного прессования. Рыжиков А. А., Злотин С. З., Казаринов И. В. «Автомобильная промышленность», 1970, № 7.

Анализируется возможность и целесообразность использования машины литья под давлением для изготовления толсто-стенных деталей, применяя метод двойного прессования. Приводятся данные исследования эффективности допрессовывания в зависимости от толщины питателя литниковой системы. Табл. 2. Рис. 4. Библ. 2.

УДК 621.43—33:621.74.045

Отливка коромысел клапанов из чугуна с дифференцированной структурой для двигателя автомобиля «Москвич-412» методом точного литья по выплавляемым моделям. Телис М. Я., Горбачев И. А. «Автомобильная промышленность», 1970, № 7.

Метод точного литья по выплавляемым моделям с закреплением холодоудерживающих на моделях позволяет отливать коромысла клапанов из легированного чугуна с дифференцированной структурой для автомобильного двигателя «Москвич-412». Табл. 1. Рис. 6. Библ. 4.

УДК 66.047.3:66.074.9

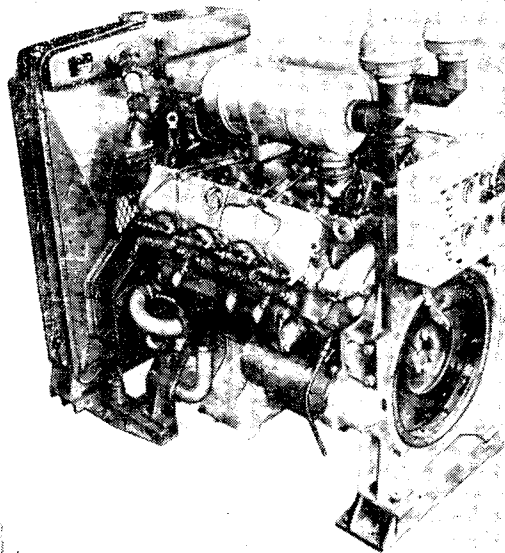
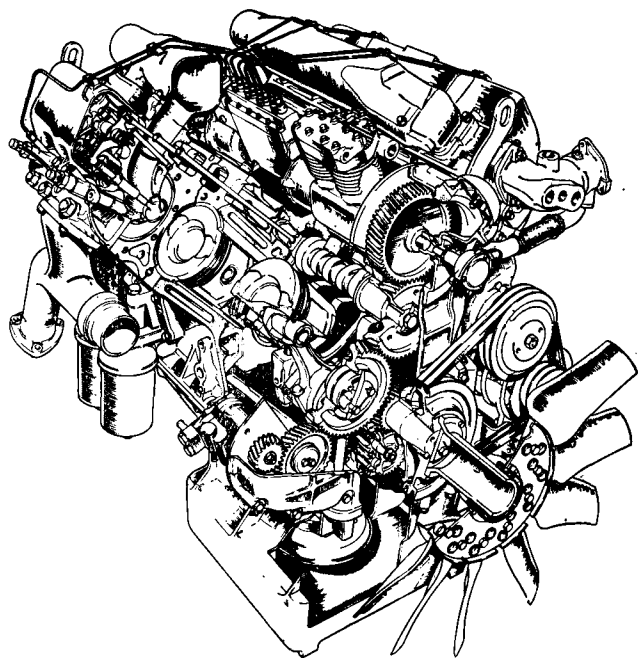
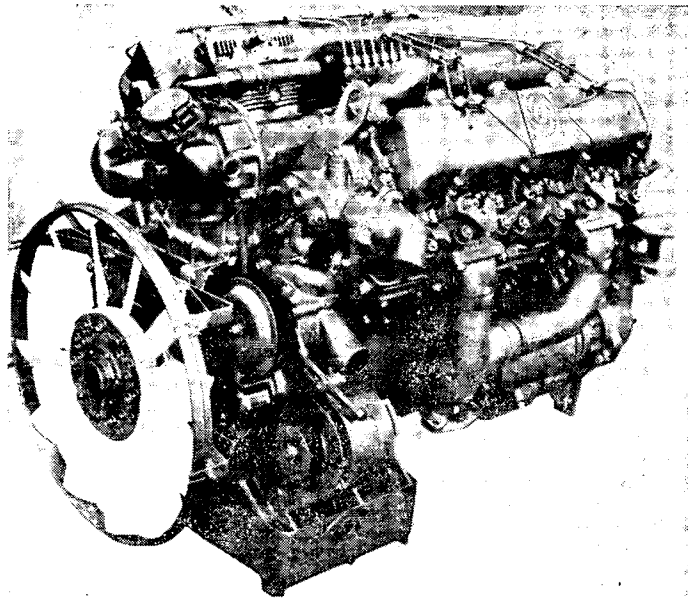
Очистка отработавших газов от паров растворителей в сушильных установках газового обогрева. Сенькевич Э. В., Клаз М. М., Стронгин М. И. «Автомобильная промышленность», 1970, № 7.

За счет применения нового способа очистки отходящих газов попутным дожиганием паров растворителей в отработавших газах из сушильных установок достигнуто улучшение санитарно-гигиенических условий труда и экономия топлива не менее 20%. Дополнительное получение тепла от дожигания паров растворителей может составить 2—3% в общем тепловом балансе Минского автозавода. Рис. 3. Библ. 6.

УДК 621.922.02.001.24:629.113—585.862

Расчет геометрии шлифовального круга для обработки канавок на чашке шарнира Рцеппа с угловым контактом. Костеико В. П., Галкин Э. Г., Архипов В. И. «Автомобильная промышленность», 1970, № 7.

Изложена методика расчета геометрии шлифовального круга для обработки канавок на чашке шарнира Рцеппа, имеющих в нормальном сечении профиль, отличающийся от кругового. Даны рекомендации по выбору основных размеров шлифовальных кругов. Рис. 3.



Дизель V8 серии 801 **мощностью 277 л. с.,** **выпускаемый фирмой** **БРИТИШ ЛЕЙЛАНД**

Восьмицилиндровый V-образный дизель, изготовленный для мобильного транспорта и промышленных целей. Благодаря веса значительно выше, чем у других дизелей подобного типа. при низком числе оборотов, обслуживание его при текущем зеля V8 серии 801 в течение длительного срока службы.

Дополнительные сведения по данному дизелю, а также по можно получить от нашего Отдела технического обслуживания.

английской фирмой Бритиш Лейланд, предназначен для авто- рациональной конструкции дизеля его мощность на единицу Дизель обладает способностью создавать высокий момент ремонте простое. Этим обеспечивается надежная работа ди-

другим дизелям производства фирмы БРИТИШ ЛЕЙЛАНД

Показатели	DIN 70020	DIN 6270 (не- прерывный режим)
Мощность в л. с.	277	201
Число оборотов в минуту	2600	2200
Крутящий момент в кгм при 1400 об/мин	88,6	70,8



Отделение специальных продуктов

SPECIAL PRODUCTS
DIVISION
Leyland, Lancashire.
 Англия, Телетайп: 67655

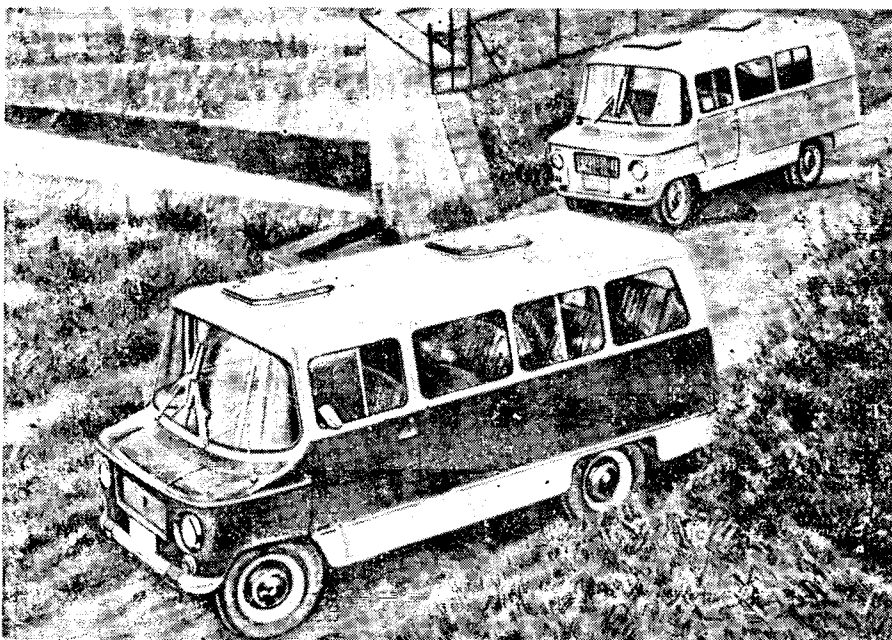
Запросы на проспекты и их копии просим направлять по адресу: Москва, К-31, Кузнецкий мост, 12.
 Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР [телефон 220-87-51], В/О «ВНЕШТОРГРЕКЛАМА».

Вологодская областная универсальная научная библиотека

www.booksite.ru



Они рассчитаны на долгую
безупречную работу и к тому же красивы



Микроавтобус Nysa M-521

Микроавтобус отличается современной конструкцией кузова, красивым силуэтом и комфортабельно отделанным салоном. Очень удобна кабина водителя. Превосходная видимость, рационально расположенный щиток приборов, а также возможность регулировать положения сиденья — весьма облегчают работу водителя. Внутреннее помещение микроавтобуса хорошо отапливается и вентилируется специальной системой. Все это создает условия для приятного путешествия пассажирам и для работы водителю.

Фургон товаро-пассажирский Nysa T-521

Этот фургон является универсальным и предназначен для транспортирования грузов и перевозок пассажиров. Внутреннее помещение оснащено двухместными складными сиденьями для удобного размещения восьми человек. Фургон широко применяется в торговой сети, для туризма, в работе при гостиницах, бюро путешествий и др. Фургон Nysa T-521 сочетает в себе черты транспортного фургона и микроавтобуса.

Товарный фургон Nysa F-521

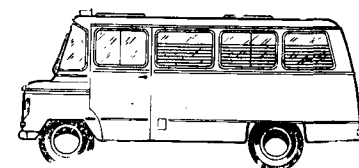
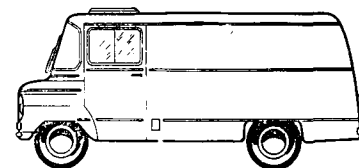
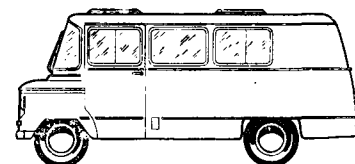
Фургон предназначен для перевозки разнообразных грузов весом до 850 кг. Уплотнение кузова полностью предохраняет груз от пыли и дождя, благодаря чему в нем можно перевозить товары без защитной тары. Фургон Nysa F-521 — это быстрое и экономичное средство транспорта, широко используемое для перевозки товаров торговых предприятий.

Санитарный фургон Nysa S-521

Этот автомобиль предназначен для перевозки больных. Внутреннее помещение отделено от кабины водителя перегородкой, оснащено двумя носилками, шкафчиками, умывальником и баком для воды. Имеются два сиденья для медицинского персонала. Оборудование и оснащение внутреннего помещения автомобиля позволяют оказывать первую медицинскую помощь. Санитарный автомобиль широко применяется для нужд скорой помощи, больниц, санаториев и других лечебных учреждений. Он оборудован специальной световой и звуковой сигнализацией.

Каждый автомобиль, предлагаемый объединением POL—MOT, обладает необходимой прочностью и рассчитан на длительный срок службы в самых неблагоприятных условиях.

Запросы на проспекты и их копии просим направлять по адресу: Москва, К-31, Кузнецкий мост, 12. Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР (телефон 220-78-51) в/о «ВНЕШТОРГРЕКЛАМА»



Экспортер:

Поль—Мот
Варшава, ул. Сталинградская, 23
Польша

Exporters:
Foreign Trade Enterprise for Automotive Industry

POL—MOT

Warszawa, Stalingradzka 23, POLAND