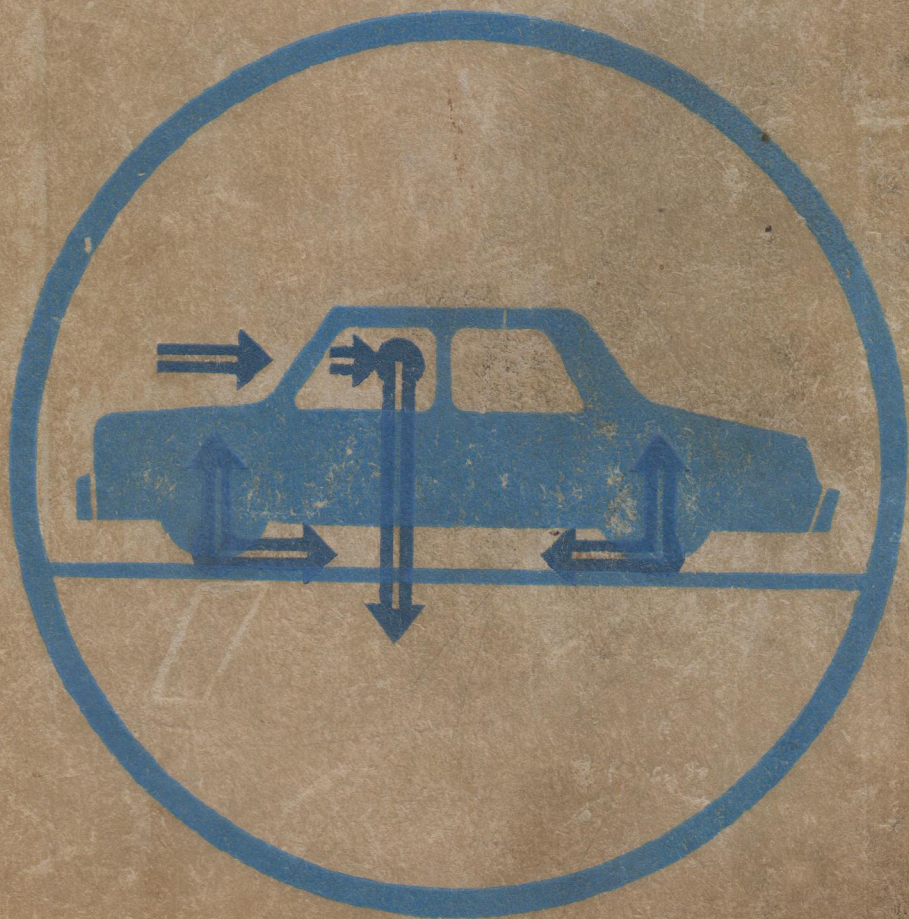


29.113 W
Т 33

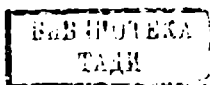
ТЕОРИЯ И КОНСТРУКЦИЯ АВТОМОБИЛЯ



624 113
Т33

ТЕОРИЯ И КОНСТРУКЦИЯ АВТОМОБИЛЯ

*Допущено Управлением учебных заведений
Министерства автомобильного транспорта РСФСР
в качестве учебника для учащихся
автотранспортных техникумов*



Москва
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»
1979

ББК 39.33

Т33

УДК 629.113.001 (075)

Авторы: *В. А. Иларионов, М. М. Морин, Н. М. Сергеев,
Я. Е. Фаробин, В. С. Шупляков, А. А. Юрчевский*

Рецензенты: предметная комиссия «Автомобили» Кунгурского
автотранспортного техникума (*В. Б. Шорин*) и
проф. *Е. В. Михайловский*

Теория и конструкция автомобиля: Учебник для авто-
Т33 транспортных техникумов/В. А. Иларионов, М. М. Морин,
Н. М. Сергеев и др. — М.: «Машиностроение», 1979. —
303 с., ил.

В пер.: 80 к.

Т $\frac{31803-214}{038(01)-79}$ 214-79. 3603030000

ББК 39.33
6Т2.1

© Издательство «Машиностроение», 1979 г.

ВВЕДЕНИЕ

Основными направлениями развития народного хозяйства СССР, разработанными XXV съездом КПСС, предусмотрен значительный рост выпуска автомобилей и улучшение их использования. Решение этих серьезных проблем невозможно без научного обоснования и анализа основных свойств подвижного состава.

Теория автомобиля представляет собой научную дисциплину, изучающую эксплуатационные свойства автомобиля, а также расчетные и экспериментальные методы определения этих свойств. Теория автомобиля имеет большое значение для повышения научно-технических знаний автомобильного техника-механика. При изучении сил, действующих на автомобиль в процессе его движения, раскрывается физическая сущность происходящих явлений, что помогает выявить предельные возможности автомобиля и способствует успешной реализации в условиях эксплуатации преимуществ, которыми обладает конструкция автомобиля.

Зная принципы конструирования типовых узлов и агрегатов автомобиля, техник может критически оценить их конструкцию, а также преимущества и недостатки отдельных решений. Это создает основу для организации рациональной эксплуатации, технического обслуживания и ремонта автомобиля.

Первые работы по теории автомобиля появились еще в начале нынешнего столетия. Так, в 1917 г. опубликована статья Б. К. Млодзеевского «К теории управления в автомобиле», а в 1923 г. — работа Н. Е. Жуковского «К динамике автомобиля». Однако как научная дисциплина теория автомобиля в нашей стране сформировалась и развивалась благодаря Е. А. Чудакову. Его труды «К динамическому исследованию автомобиля Р-Б, С-24-40» (1923 г.) и «Динамическое и экономическое исследование автомобиля» (1928 г.) явились основополагающими для дальнейших разработок теоретических положений по динамичности и топливной экономичности автомобиля. Е. А. Чудакову принадлежит более двухсот трудов по различным вопросам автомобильной науки и техники. Основные результаты исследований обобщены и систе-

матризованы в его неоднократно переиздававшемся учебнике «Теория автомобиля».

Тяговая динамичность в последующем исследовалась Г. В. Зимелевым, предложившим аналитический метод расчета параметров движения автомобиля. Н. А. Яковлев, рассматривая работу автопоездов, ввел методические приемы, облегчающие изучение эксплуатационных свойств автомобиля (динамический паспорт, расчет времени и пути разгона).

Изучение неустановившихся режимов работы автомобильного двигателя, начатое Д. А. Рубцом, было продолжено Б. С. Фалькевичем (1947 г.), а затем Н. Х. Дьяченко и В. М. Архангельским. В 1922 г. Клемперер (Германия) провел исследование обтекаемости автомобиля в аэродинамической трубе. Аналогичные эксперименты были выполнены В. Е. Лау в США (1933 г.) и А. О. Никитиным в СССР (1936 г.). Большой цикл работ по обтекаемости проведен Е. В. Михайловским.

Для безопасности движения первостепенное значение имеет тормозная динамичность автомобиля. Над ее повышением трудятся ученые многих стран. В Советском Союзе в этом направлении начал работать одним из первых Н. А. Бухарин, установивший основы рационального проектирования следящего тормозного привода. Затем А. Б. Гредескул исследовал граничные условия, при которых возможна блокировка переднего или заднего моста автомобиля, а многочисленные аспекты торможения автобуса рассмотрены Б. Б. Генбомом. Торможение автомобиля двигателем, обеспечивающее безопасность на крутых горных спусках, исследовалось Г. В. Максалетяном.

В середине 20-х годов Г. Беккером (Германия) было открыто явление увода колеса с эластичной шиной. Эксперименты, проведенные А. Буллом и Р. Эвансом в США и Жульеном во Франции, выявили основные закономерности этого явления. Я. М. Певзнер в своем труде «Теория устойчивости автомобиля» (1947 г.) показал влияние увода на параметры движения автомобиля. Новый подход к вопросам устойчивости позволил объяснить некоторые явления, например наличие «кригической скорости» автомобиля, излишнюю и недостаточную поворачиваемость. Этому вопросу уделялось большое внимание как в нашей стране, так и за рубежом.

Влиянию характеристик шин и трансмиссии автомобиля на его управляемость посвящена монография А. С. Литвинова. Процесс стабилизации управляемых колес автомобиля исследовался В. А. Иларионовым, а криволинейное движение многоосных транспортных средств, в том числе и автопоездов, — Я. Е. Фаробиным и Я. Х. Закиным. Вопросами устойчивости и управляемости автомобиля занимались ученые Корневильской авиационной лаборатории в США и английские ученые Д. Эллис и В. Сидс.

Основные положения плавности хода, изложенные в книге немецкого ученого Маруна «Теоретические основы подвески», были развиты Б. А. Глухом (СССР), а также Е. Марквардом и Е. А. Ве-

стве силам, стремящимся вызвать занос и опрокидывание автомобиля. Особенно высокие требования к устойчивости автомобиля предъявляются при его работе на скользких дорогах и при движении с большими скоростями. Устойчивость вместе с его управляемостью и тормозная динамичность автомобиля обуславливают безопасность движения.

Проходимость — возможность движения автомобиля в тяжелых дорожных условиях (снежная целина, болотистая местность, броды) без буксования ведущих колес и задевания за неровности дороги и окружающие предметы. Проходимость имеет большое значение для автомобилей, работающих в сельском хозяйстве, лесной промышленности, на строительстве, в карьерах.

Плавность хода — свойство автомобиля двигаться по неровным дорогам без сильных сотрясаний кузова. От плавности хода в большой степени зависят средняя скорость движения и расход топлива, а также сохранность грузов при перевозке и комфортабельность езды в автомобиле.

Надежность — свойство автомобиля безотказно перевозить грузы и пассажиров в течение определенного срока без ухудшения основных эксплуатационных показателей. У автомобиля, обладающего высокой надежностью, все механизмы и агрегаты работают без неисправностей и поломок в пути (отказов), а производительность и экономичность сохраняются на необходимом уровне.

Долговечность — свойство автомобиля длительно сохранять работоспособность без интенсивного изнашивания деталей, вызывающего прекращение эксплуатации.

Ремонтопригодность — свойство автомобиля, заключающееся в приспособленности к предупреждению и обнаружению причин возникновения его отказов, повреждений и устранению их последствий путем проведения ремонтов и технического обслуживания.

Эксплуатационные свойства автомобиля оценивают с помощью системы измерителей и показателей.

Измеритель — это единица измерения эксплуатационного свойства автомобиля. Например, измерителями динамичности автомобиля служат скорость и ускорение. Измеритель характеризует эксплуатационное свойство с качественной стороны, иногда для полной оценки свойства необходимо несколько измерителей.

Показатель — это число, характеризующее величину измерителя, его количественное значение. Показатель позволяет оценить эксплуатационное свойство автомобиля при определенных условиях работы. Обычно показатель используют для установления граничных возможностей автомобиля в конкретных условиях эксплуатации. Так, одним из показателей тяговой динамичности автомобиля является максимальная скорость, развиваемая им на горизонтальном участке дороги с хорошим покрытием.

Показатели эксплуатационных свойств можно определить экспериментальным или расчетным методом. Для получения экспери-

ментальных данных автомобиль испытывают на специальных стендах или непосредственно на дороге в условиях, приближенных к эксплуатационным. Проведение испытаний сопряжено с затратой значительных средств и труда большого числа квалифицированных работников. Кроме того, воспроизвести при этом все условия эксплуатации очень сложно. Поэтому испытания автомобиля сочетают с теоретическим анализом эксплуатационных свойств и расчетом их показателей. Чтобы установить степень соответствия конструкции автомобиля требованиям эксплуатации, необходимо определить хотя бы приближенные значения отдельных показателей. Это проще всего выполнить расчетным методом.

Глава II

СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА АВТОМОБИЛЬ ПРИ ЕГО ДВИЖЕНИИ

§ 1. Скоростная характеристика двигателя

Автомобиль движется в результате действия на него различных сил. Эти силы разделяют на силы, движущие автомобиль, и силы, оказывающие сопротивление его движению.

Основной движущей силой является *сила тяги*, приложенная к ведущим колесам. Сила тяги возникает в результате работы двигателя и взаимодействия ведущих колес и дороги.

К силам сопротивления относят *силу трения в трансмиссии*, *силу сопротивления дороги* и *силу сопротивления воздуха*.

Для определения силы тяги используют *скоростную характеристику двигателя*, т. е. зависимость эффективной мощности N_e и эффективного момента M_e от угловой скорости коленчатого вала ω_e . Скоростные характеристики могут быть *внешними* и *частичными*.

Внешнюю скоростную характеристику двигателя получают при полной нагрузке двигателя, т. е. при полном открытии дроссельной заслонки (карбюраторный двигатель) или полной подаче топлива (дизель). Частичную скоростную характеристику определяют при неполной нагрузке, например при открытии дроссельной заслонки на 50%. При этом считают, что мощность и момент являются лишь функцией угловой скорости ω_e , а остальные факторы, влияющие на них, находятся в оптимальных пределах.

✓ **Внешняя скоростная характеристика.** Форма характеристики зависит от типа двигателя. На рис. 1, а показана внешняя скоростная характеристика карбюраторного двигателя без ограничителя угловой скорости. Такие двигатели устанавливают в основном на пассажирских автомобилях.

Угловая скорость $\omega_{\min}$ является наименьшей, при которой двигатель устойчиво работает под полной нагрузкой. С увеличением ω_e момент и мощность, развиваемые двигателем, увеличиваются. Момент и мощность достигают максимальных значений $N_{\max}$ и $M_{\max}$ при угловой скорости коленчатого вала, равной соответственно ω_N и ω_M . При увеличении угловой скорости вала более ω_N мощность уменьшается, одновременно возрастают динамические нагрузки на детали, что приводит к ускоренному изнашиванию последних. Поэтому стремятся, чтобы максимальная угловая скорость коленчатого вала $\omega_{\max}$ не превышала ω_N более чем на 10—20%. Крутящий момент, получаемый при максимальной мощности, обозначают через M_N .

Карбюраторные двигатели грузовых автомобилей обычно имеют ограничители, прекращающие подачу горючей смеси, когда угло-

вая скорость коленчатого вала достигает предельного значения. При этом $\omega_{\max} = (0,8 \div 0,9) \omega_N$. Характеристика такого карбюраторного двигателя показана на рис. 1, б. Аналогичный вид имеет внешняя характеристика дизелей (рис. 1, в), у которых достижение максимальной мощности нежелательно из-за неполного сгорания смеси, вызывающего сильное дымление. Поэтому максимум внешней характеристики $N_{\max}$ располагается вне регуляторной ветви и практически считают $\omega_N = \omega_{\max}$.

Методики исследования эксплуатационных свойств автомобиля с карбюраторным двигателем и дизелем не имеют существенных

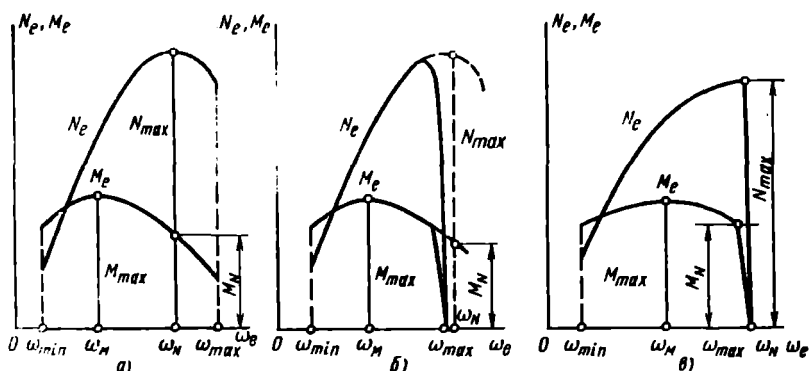


Рис. 1. Внешние скоростные характеристики двигателей

отличий. Ниже материал излагается применительно к автомобилю с карбюраторным двигателем и лишь при необходимости делаются соответствующие оговорки для дизельных автомобилей.

Значения $M_{\max}$, $N_{\max}$, ω_M и ω_N указывают в технической характеристике двигателя. При использовании заводских данных следует иметь в виду, что двигатель на стенде испытывают без глушителя, генератора и других потребителей мощности. Кроме того, эти значения действительны для «нормальных» условий (атмосферное давление 760 мм рт. ст., температура 15° С). Вследствие этого эффективная мощность и эффективный момент, указываемые в заводских характеристиках (в том числе и максимальная мощность, называемая в этом случае «стендовой»), на 10—20% больше соответствующих параметров двигателя, установленного на автомобиле.

При отсутствии экспериментальных зависимостей используют эмпирические формулы, позволяющие по известным значениям координат одной точки (например, ω_N и $N_{\max}$) построить всю кривую.

Наиболее распространена формула

$$N_e = N_{\max} \left[a_N \frac{\omega_e}{\omega_N} + b_N \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^2 - c_N \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^3 \right], \quad (1)$$

где a_N , b_N и c_N — эмпирические коэффициенты, зависящие от типа двигателя.

Так, для карбюраторных двигателей $a_N = b_N = c_N = 1$; для двухтактных дизелей $a_N = 0,87$; $b_N = 1,13$; $c_N = 1$; для четырехтактных дизелей $a_N = 0,53$; $b_N = 1,56$; $c_N = 1,09$.

Задавая различные значения ω_e , по формуле можно найти величину N_e . Соответствующее значение эффективного момента определяют по формуле (в Н·м)

$$M_e = N_e / \omega_e, \quad (2)$$

где N_e — в Вт, а ω_e — в рад/с.

Пример. Определить эффективную мощность и эффективный момент карбюраторного двигателя при $\omega_e = 400$ рад/с, если $N_{\text{max}} = 100$ кВт, а $\omega_N = 600$ рад/с.

Решение. Эффективная мощность

$$N_e = 100\,000 [400/600 + (400/600)^3 - (400/600)^5] = 81\,500 \text{ Вт} = 81,5 \text{ кВт}.$$

Эффективный момент

$$M_e = 81500/400 \approx 204 \text{ Н·м}.$$

Частичные скоростные характеристики. Частичные скоростные характеристики двигателя приведены на рис. 2. Числа у кривых указывают степень открытия дроссельной заслонки (в %). Прикрывание

заслонки приводит к уменьшению эффективного момента и максимальной угловой скорости. Так, если дроссельная заслонка открыта не полностью, а всего на 15%, то ω_{max} уменьшается от 420 до 260 рад/с. Для того чтобы коленчатый вал двигателя вращался с угловой скоростью, большей 260 рад/с, к нему нужно приложить дополнительный момент $M_{т.д}$ для преодоления внутреннего сопротивления двигателя. В этом случае двигатель является потребителем энергии — тормозом. Если дроссельная заслонка полностью закрыта, двигатель работает на холостом ходу (точка А).

Тормозная характеристика двигателя. Тормозной характеристикой двигателя называют зависимости момента $M_{т.д}$ и мощности $N_{т.д}$ трения в двигателе от угловой скорости ω_e вала.

Внешней тормозной характеристикой двигателя называют кривую, характеризующую $M_{т.д}$ (или $N_{т.д}$) при выключенном зажигании и полностью прикрытой дроссельной заслонке. Эта кривая, отмеченная на рис. 2 буквой Б, определяет максимальные значения тормозного момента. В эксплуатационных условиях при торможении автомобиля двигателем последний работает чаще всего на режиме холостого хода с включенным зажиганием (кривая 0%).

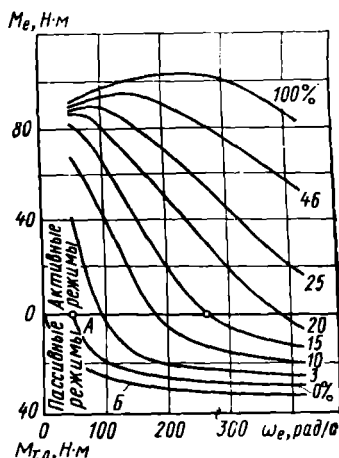


Рис. 2. Частичные и тормозные характеристики двигателя

Тормозные характеристики двигателя, соответствующие этому режиму в диапазоне угловых скоростей 200—400 рад/с, довольно точно описываются формулой (в Н·м).

$$M_{г.д} = V_d(a_M\omega_e - b_M),$$

где V_d — рабочий объем двигателя, л; для карбюраторных двигателей $a_M = 0,007 \div 0,01$ и $b_M = 0,12 \div 0,17$; для дизелей $a_M = 0,01 \div 0,012$ и $b_M = 0,08 \div 0,12$.

✓ § 2. Сила тяги на ведущих колесах автомобиля

Силу тяги P_t определяют как отношение момента на полуосях M_t к радиусу r ведущих колес при равномерном движении автомобиля:

$$P_t = M_t/r. \quad (3)$$

Таким образом, для определения силы тяги необходимо знать радиус r ведущего колеса и момент M_t . Так как на колеса автомобиля установлены эластичные пневматические шины, то радиус колеса во время движения изменяется.

Различают следующие радиусы автомобильного колеса.

Статический радиус колеса r_c — расстояние от поверхности дороги до оси неподвижного колеса, воспринимающего вертикальную нагрузку P_z .

Динамический радиус колеса r_d — расстояние от поверхности дороги до оси катящегося колеса. Динамический радиус увеличивается с уменьшением нагрузки P и повышением давления воздуха в шине $p_{ин}$. При увеличении скорости автомобиля под действием центробежных сил шина растягивается в радиальном направлении, вследствие чего радиус r_d возрастает.

Радиус качения колеса r_k — радиус такого условного недеформирующегося кольца, которое имеет с данным эластичным колесом одинаковые угловую и линейную скорости. Его определяют по формуле

$$r_k = S/(2\pi n_k), \quad (4)$$

где S — путь, пройденный колесом; n_k — число оборотов колеса на пути S .

Разница между радиусами r_d и r_k в основном вызвана проскальзыванием в области контакта шины с дорогой. Если проскальзывания нет (ведомое колесо), то радиусы r_d и r_k почти равны между собой. В случае полного буксования колеса путь $S = 0$, следовательно, радиус $r_k = 0$. Во время скольжения заторможенных неврещающихся (блокированных) колес, т. е. при движении юзом, число оборотов $n_k = 0$ и величина радиуса качения становится бесконечно большой.

На дорогах с твердым покрытием ведущие колеса пробуксовывают сравнительно редко, и изменения радиуса невелики. По

этому, обычно численные значения радиусов r_k , r_a и r_n считают одинаковыми и обозначают буквой r .

Значения r_c приводятся в технических характеристиках шин. При отсутствии заводских данных этот радиус можно определить по эмпирической формуле

$$r_c = (d_k/2) + b_k(1 - \lambda_k),$$

где d_k — диаметр обода колеса; b_k — высота профиля шины; λ_k — коэффициент радиальной деформации шины; для стандартных и широкопрофильных шин $\lambda_k = 0,1 \div 0,16$, а для эластичных шин и пневмокатков $\lambda_k = 0,2 \div 0,3$.

✓ § 3. КПД трансмиссии

Мощность от двигателя к ведущим колесам передается агрегатами трансмиссии. Часть мощности при этом затрачивается на преодоление трения между зубьями шестерен коробки передач и ведущего моста, в подшипниках и сальниках, а также на преодоление трения шестерен о масло и на его разбрызгивание. Поэтому тяговая мощность N_t , подводимая к ведущим колесам при равномерном движении автомобиля, меньше эффективной мощности двигателя N_e на величину мощности $N_{тр}$, затрачиваемой на преодоление трения в трансмиссии:

$$N_t = N_e - N_{тр}. \quad (5)$$

Часто потери энергии в трансмиссии оценивают по величине момента $M_{тр}$ (в Н·м), приведенного к ведущим колесам автомобиля:

$$M_{тр} = N_{тр}/\omega_k, \quad (6)$$

где ω_k — угловая скорость ведущих колес, рад/с.

Величины $M_{тр}$ и $N_{тр}$ учитывают два вида потерь: гидравлические потери и потери, связанные с трением между зубьями шестерен и в карданных шарнирах.

Гидравлические потери вызваны перемешиванием и разбрызгиванием масла в картерах коробки передач и ведущих мостов. Они почти не зависят от величины передаваемого момента, но изменяются с изменением угловой скорости деталей, вязкости и количества масла, залитого в картеры. Гидравлические потери оценивают моментом M_r , который нужно приложить к вывешенным ведущим колесам автомобиля, чтобы провернуть валы трансмиссии вхолостую (без нагрузки).

На рис. 3, а показаны экспериментальные зависимости момента M_r от скорости движения v для автомобилей некоторых марок. При отсутствии экспериментальных данных для автомобилей с осевой формулой 2×1 используют эмпирическую формулу

$$M_r = (2 + 0,09v) G_a r \cdot 10^{-3}, \quad (7)$$

где v — скорость автомобиля, м/с; G_a — вес автомобиля с полной нагрузкой, Н.

Потери энергии на преодоление трения можно считать пропорциональными моменту, передаваемому трансмиссией, и не зависящими от угловой скорости вращения деталей. Эти потери оценивают моментом M_m .

На рис. 3, б показан общий характер зависимостей суммарного момента трения $M_{тр}$ в трансмиссии и его составляющих M_r и M_m .

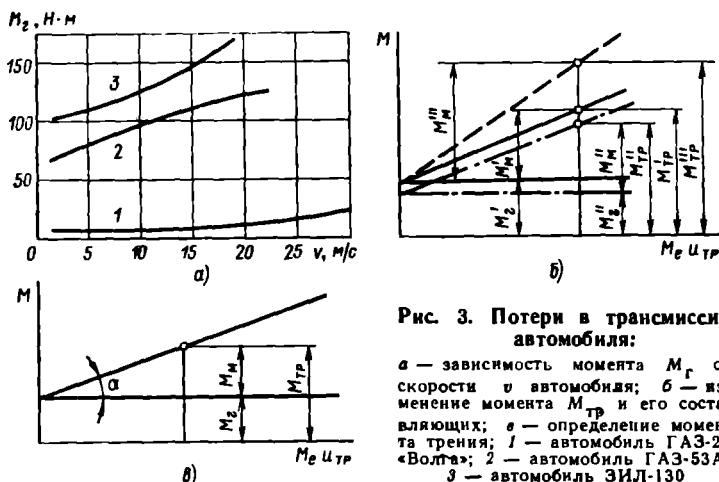


Рис. 3. Потери в трансмиссии автомобиля:

а — зависимость момента M_r от скорости v автомобиля; б — изменение момента $M_{тр}$ и его составляющих; в — определение момента трения; 1 — автомобиль ГАЗ-24 «Волга»; 2 — автомобиль ГАЗ-53А, 3 — автомобиль ЗИЛ-130

от передаваемого момента. Горизонтальные прямые характеризуют величину M_r , а наклонные — величину $M_{тр} = M_r + M_m$. Пусть какому-то периоду времени соответствуют моменты сопротивления M_m , M_r и $M_{тр}$, изображенные сплошными линиями. Если в результате уменьшения вязкости масла или угловой скорости деталей гидравлические потери уменьшатся до M'_m , то суммарный момент станет равным $M'_{тр}$ (штрихпунктирные линии). Если же увеличатся потери в зацеплении зубьев шестерен и момент M_m возрастет до M''_m , то суммарный момент окажется равным $M''_{тр}$ (штриховая линия).

Согласно рис. 3, в можно написать

$$M_{тр} = M_r + M_m = M_r + M_e u_{тр} \operatorname{tg} \alpha = M_r + M_e u_{тр} (1 - \chi), \quad (8)$$

где $u_{тр}$ — передаточное число трансмиссии; α — угол наклона прямой к оси абсцисс; $\chi = (1 - \operatorname{tg} \alpha)$ — коэффициент влияния нагрузки.

Этот коэффициент можно определить по эмпирической формуле

$$\chi = 0,98^k \cdot 0,97^l \cdot 0,99^m, \quad (9)$$

где k , l и m — соответственно числа пар цилиндрических и конических шестерен и число карданов, передающих крутящий момент.

Зная момент $M_{тр}$, можно найти общую силу сопротивления трансмиссии (в Н)

$$P_{тр} = M_{тр}/r \quad (10)$$

В зависимости от режима работы трансмиссии используют различные способы оценки потерь. Так, если трансмиссия передает энергию от двигателя к ведущим колесам, то используют прямой КПД трансмиссии $\eta_{тр}$, представляющий собой отношение тяговой мощности к эффективной мощности или соответствующих им моментов:

$$\eta_{тр} = \frac{N_{т}}{N_{е}} = \frac{N_{е} - N_{тр}}{N_{е}} = \frac{M_{е}u_{тр} - M_{тр}}{M_{е}u_{тр}}. \quad (11)$$

Разность $M_{е}u_{тр} - M_{тр}$ называется тяговым моментом $M_{т}$, следовательно,

$$\eta_{тр} = M_{т}/(M_{е}u_{тр}).$$

При торможении автомобиля двигателем трансмиссия передает энергию от ведущих колес к двигателю, и потери энергии оценивают по обратному КПД трансмиссии

$$\eta_{обр} = \frac{N_{т.д}}{N_{т.д} + N_{тр}} = \frac{M_{т.д}u_{тр}}{M_{т.д}u_{тр} + M_{тр}}, \quad (12)$$

где $N_{т.д}$ — мощность, затрачиваемая на трение в двигателе (тормозная мощность), Вт.

КПД $\eta_{тр}$ при расчетах используют чаще, чем КПД $\eta_{обр}$ и для сокращения слово «прямой» в определении КПД трансмиссии обычно опускают.

Во время движения автомобиля по инерции (накатом), когда двигатель отключен от трансмиссии ($u_{тр} = 0$), выражение (П) теряет смысл и потери энергии в трансмиссии оценивают по абсолютной их величине, т. е. по величине момента $M_{тр}$ или мощности $N_{тр}$.

Из выражений (8) и (11) имеем

$$\text{Так как} \quad \eta_{тр} = \chi - M_{г}/(M_{е}u_{тр}), \quad (13)$$

$$M_{е}u_{тр} = (M_{т} + M_{г})/\chi, \quad (14)$$

то выражение (13) можно написать следующим образом:

$$\eta_{тр} = \chi \left(1 - \frac{M_{г}}{M_{т} + M_{г}} \right). \quad (15)$$

При работе двигателя на средних нагрузках, например, во время движения автомобиля по горизонтальной ровной дороге величина $\eta_{тр}$ может быть намного меньше коэффициента χ и заметно изменяться с изменением скорости автомобиля. При работе двигателя с полной нагрузкой момент $M_{г}$ в несколько раз меньше

произведения $M_{\mu_{\text{тр}}}$, поэтому их отношением можно пренебречь, принимая $\eta_{\text{тр}} \approx \chi$. В этом случае предполагают, что КПД трансмиссии изменяется только в результате изменения числа пар шестерен в коробке передач, передающих крутящий момент. При приближенных расчетах не учитывают и этого изменения, считая коэффициент $\eta_{\text{тр}}$ постоянной величиной.

Примерные значения прямого (при работе двигателя с полной нагрузкой) и обратного КПД трансмиссии приведены в табл. 1.

1. КПД трансмиссии

Автомобили	$\eta_{\text{тр}}$	$\eta_{\text{обр}}$
Гоночные и спортивные	0,90—0,95	0,80—0,85
Легковые	0,90—0,92	0,80—0,82
Грузовые и автобусы	0,82—0,85	0,75—0,78
Повышенной проходимости	0,80—0,85	0,73—0,76

Ниже приведены средние значения прямого КПД отдельных агрегатов трансмиссии при ее работе с полной нагрузкой:

Коробка передач при включенной прямой передаче	0,985—0,99
То же, при включенной понижающей передаче	0,94—0,96
Карданная передача	0,97—0,98
Главная передача одинарная	0,96—0,97
То же, двойная	0,92—0,94

КПД трансмиссии не остается постоянным в течение всего срока службы автомобиля. После выпуска автомобиля с завода детали трансмиссии и ходовой части прирабатываются и КПД $\eta_{\text{тр}}$ некоторое время увеличивается. Затем довольно длительное время $\eta_{\text{тр}}$ остается примерно постоянным, после чего в результате изнашивания деталей, нарушения их номинальных размеров и образования чрезмерных зазоров, начинает уменьшаться. После капитального ремонта автомобиля и последующей приработки деталей КПД трансмиссии снова возрастает, но уже не достигает прежнего значения.

У автомобилей с гидравлическими элементами в трансмиссии (гидромукфы, гидротрансформаторы) ее КПД $\eta_{\text{тр}}$ равен произведению механического $\eta_{\text{м}}$ и гидравлического $\eta_{\text{г}}$ КПД:

$$\eta_{\text{тр}} = \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}$$

Гидравлический КПД весьма значительно изменяется при изменении угловой скорости валов и передаваемого момента, что сильно осложняет теоретический анализ динамичности автомобилей, имеющих гидравлические элементы в трансмиссии.

§ 4. Тяговая характеристика автомобиля

Тяговой характеристикой автомобиля называют график зависимости силы тяги от скорости автомобиля. График строят по результатам испытаний автомобиля или по расчетным данным.

Угловые скорости ведущих колес ω_k и коленчатого вала ω_e связаны между собой следующим равенством:

$$\omega_e = \omega_k u_{тр} = \omega_k u_k u_d u_{гл}, \quad (16)$$

где u_k , u_d и $u_{гл}$ — передаточные числа соответственно коробки передач, дополнительной коробки и главной передачи.

Скорость движения автомобиля

$$v = \omega_k r = \omega_e r / u_{тр}. \quad (17)$$

При передаче момента M_e агрегатами трансмиссии его величина изменяется пропорционально передаточным числам агрегатов. Момент (в Н·м), подводимый к полуосям при равномерном движении автомобиля,

$$M_t = M_e u_k u_d u_{гл} - M_{тр}. \quad (18)$$

Учитывая формулу (11), тяговый момент M_t можно определять также следующим образом:

$$M_t = M_e \mu_{тр} \eta_{тр}, \quad (19)$$

а силу тяги по формуле

$$P_t = M_t / r = M_e \mu_{тр} \eta_{тр} / r. \quad (20)$$

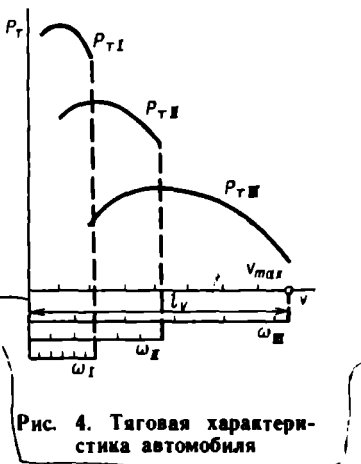


Рис. 4. Тяговая характеристика автомобиля

Определив M_e , $\eta_{тр}$ (или $M_{тр}$) и v для нескольких значений ω_e , можно, пользуясь формулой (20), найти зависимость силы тяги от скорости автомобиля во всем диапазоне изменения угловой скорости ω_e и момента M_e и построить тяговую характеристику автомобиля. Число кривых на этом графике соответствует числу ступеней в коробке передач (рис. 4).

В нижней части графика нанесены шкалы угловых скоростей ω_e при движении автомобиля на различных передачах. Задавшись размерами графика, по значению максимальной скорости v_{max} автомобиля определяют длину l_v шкалы скорости. Такой же длины должна быть и шкала угловых скоростей при включении высшей передачи. Эту шкалу наносят ниже шкалы скорости v . При постоянной угловой скорости коленчатого вала двигателя скорости автомобиля на различных передачах обратно пропорциональны передаточным числам коробки передач (римские цифры в индексе означают соответствующую передачу в коробке передач):

$$v_I : v_{II} = u_{II} : u_I; v_{II} : v_{III} = u_{III} : u_{II} \text{ и т. д.}$$

Вследствие этого деление шкалы угловой скорости, например, для первой передачи должно быть в u_1 раз меньше деления шкалы для прямой передачи.

Пример. Определить силу тяги и скорость движения автомобиля на прямой передаче, если $M_e = 200 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $\omega_e = 400 \text{ рад/с}$, $r = 0,35 \text{ м}$, $\eta_{\text{тр}} = 0,9$; $u_{\text{гд}} = 4,0$ и $u_{\text{к}} = 1,0$.

Решение. Скорость движения автомобиля

$$v = \frac{400 \cdot 0,35}{4,0} = 35 \text{ м/с.}$$

Сила тяги на ведущих колесах

$$P_{\text{т}} = \frac{200 \cdot 4,0 \cdot 0,9}{0,35} \approx 2057 \text{ Н.}$$

§ 5. Сопротивление дороги

Взаимодействие автомобиля и дороги сопровождается затратами энергии, которые можно разделить на три группы: затраты энергии на подъем автомобиля при движении в гору, на деформацию шин и дороги, а также на колебания частей автомобиля.

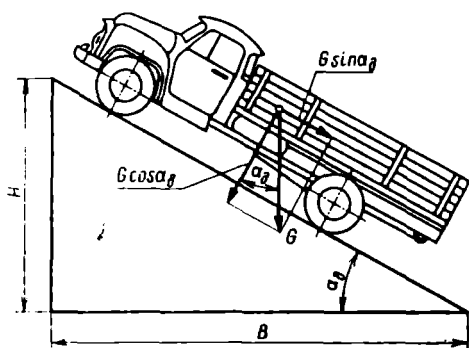


Рис. 5. Сила сопротивления подъему

Сила сопротивления подъему. Автомобильная дорога обычно имеет много чередующихся между собой подъемов и спусков. Крутизну подъема характеризуют углом α_d в градусах или уклоном дороги i , который представляет собой отношение превышения H к заложению B (рис. 5).

Разложим силу тяжести G автомобиля, преодолевающего подъем, который характеризуется углом α_d , на две составляющие: на силу $G \sin \alpha_d$, параллельную дороге, и силу $G \cos \alpha_d$, перпендикулярную ей.

Силу $G \sin \alpha_d$ называют силой сопротивления подъему и обозначают P_n . На автомобильных дорогах с твердым покрытием углы подъема невелики и не превышают 4—5°. Для таких углов можно принять, что одна сотая доля уклона соответствует 35' угла α_d . При этом уклон $i = \tan \alpha_d \approx \sin \alpha_d$. Тогда сила

$$P_n = G \sin \alpha_d \approx Gi. \quad (21)$$

Мощность, затрачиваемая на преодоление автомобилем подъема с уклоном i (в Вт),

$$N_n = P_n v \approx Giv. \quad (22)$$

При движении на спуске сила P_n направлена в сторону движения автомобиля и является движущей силой. Поэтому угол α_d и уклон дороги i считают положительными при движении автомобиля на подъеме и отрицательными при его движении на спуске.

Сила сопротивления качению. Сила сопротивления качению зависит от деформации шины и дороги, трения шин о покрытие и трения в подшипниках колес. Основное значение имеет деформация шин и дороги.

Шина соприкасается с дорогой бесконечно большим числом точек. В каждой из них на шину действует бесконечно малая сила — элементарная реакция дороги.

Равнодействующую элементарных сил, действующих со стороны дороги на колесо в области контакта, называют реакцией дороги. Реакцию дороги можно представить в виде трех составляющих: нормальной Z , перпендикулярной к дороге (рис. 6); касательной X , действующей в плоскости дороги и в плоскости колеса, и поперечной Y , лежащей в плоскости дороги и перпендикулярной плоскости колеса.

Составляющие Z , X и Y реакции дороги приложены к шине в области контакта. Возникновение реакций X и Y возможно лишь в том случае, когда на колесо действует нормальная реакция Z .

Если на колесо действуют продольная P_x и поперечная P_y силы, то в области контакта возникает горизонтальная реакция дороги

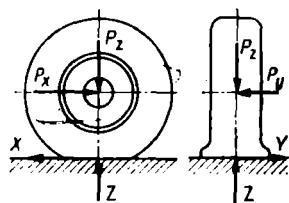


Рис. 6. Реакции дороги, действующие на колесо автомобиля

$$R = \sqrt{X^2 + Y^2}. \quad (23)$$

При качении упругого колеса по горизонтальной твердой дороге элементарные нормальные реакции дороги и их равнодействующая расположены вертикально. Во время качения колеса между частями шины возникает трение и выделяющееся тепло рассеивается, что приводит к потере энергии. Измеряя при увеличении вертикальной нагрузки P_z деформации шины $\Delta_{ш}$, получают зависимость в виде кривой OkI (рис. 7, а). В случае уменьшения вертикальной нагрузки тем же деформациям шины соответствуют меньшие значения нагрузок (кривая ImO). Площадь петли $OkImO$ представляет собой в определенном масштабе работу, связанную с необратимыми потерями в шине (гистерезисом). При качении колеса деформации в передней части шины увеличиваются, а в задней — уменьшаются. Поэтому на участки шины, находящиеся на одинаковом удалении спереди и сзади от вертикального диаметра колеса и имеющие одинаковые деформации, действуют различные силы. Так, при одной и той же деформации $\Delta_{ш}$ участок шины в передней ее части нагружен силой P'_z , а участок в задней части — силой P''_z . Следовательно, элементар-

ные нормальные реакции в передней части контакта больше, чем в задней (рис. 7, б), а равнодействующая Z — нормальная реакция смещена относительно вертикального диаметра колеса вперед на расстояние $a_{\text{ш}}$. Смещение точки приложения равнодействующей в основном вызвано внутренним трением в шине. Оно возрастает при увеличении числа слоев корда, толщины протектора и ширины обода колеса и уменьшается при повышении давления воздуха в шине.

В результате смещения точки приложения нормальной реакции возникает момент $Za_{\text{ш}}$. Для уравнивания этого момента

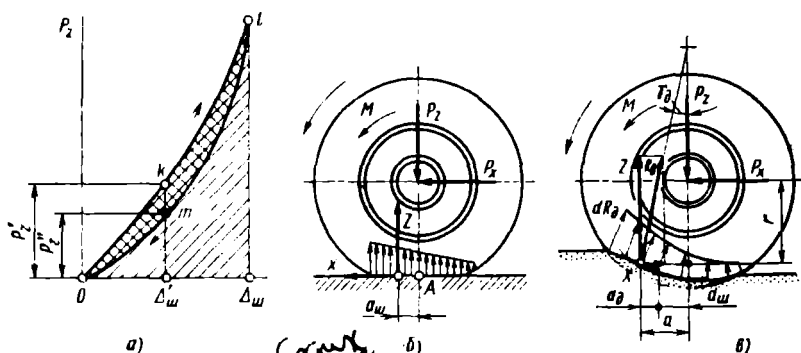


Рис. 7) Сопротивление качению:

а — гистерезисные потери в шине; б — качение колеса по твердой дороге; в — качение деформируемого колеса по мягкой дороге

необходимо к колесу приложить равный, но противоположно направленный момент M или к оси колеса — толкающую силу P_x , образующую вместе с касательной реакцией дороги пару сил:

$$P_x = Za_{\text{ш}}/r. \quad (24)$$

При качении деформируемого колеса по мягкой дороге (рис. 7, в) энергия затрачивается на преодоление внутреннего трения в шине, деформацию дороги и на трение шины о грунт. Шина врезается в грунт, выдавливает его в сторону и спрессовывает отдельные частицы, образуя колею. Элементарные реакции dR_d в каждой точке протектора перпендикулярны поверхности контакта и расположены наклонно. Поэтому и суммарная реакция R_d наклонена к вертикали под некоторым углом γ_d . В основном на уплотнение дороги затрачивается энергия при накатывании шины на деформируемый грунт, что приводит к увеличению элементарных реакций dR_d в передней части контакта и уменьшению их в задней. В результате реакция дороги R_d смещается вперед относительно вертикального диаметра колеса на величину a . Это смещение можно представить как сумму смещения $a_{\text{ш}}$, вызванного гистерезисными потерями в шине, и смещения a_d , обусловленного затратами энергии на образование колеи.

Если колесо катится под действием толкающей силы P_x , то из уравнения моментов сил относительно точки A (рис. 7, в) получим

$$P_x = Za/r. \quad (25)$$

Отношение a/r называют коэффициентом сопротивления качению и обозначают буквой f . Согласно предыдущему равенству

$$f = a/r = P_x/Z. \quad (26)$$

Коэффициент сопротивления качению численно равен отношению силы, вызывающей равномерное качение колеса, к нормальной реакции дороги.

Сила сопротивления качению

$$P_k = fZ. \quad (27)$$

Момент сопротивления качению

$$M_k = P_k r = fZr. \quad (28)$$

Таким образом, при равномерном качении ведомого колеса действующая на него касательная реакция дороги

$$X_1 = fZ_1 = P_{k1}. \quad (29)$$

В случае равномерного качения ведущего колеса под действием крутящего момента действующая на него реакция дороги

$$X_2 = (M_{\tau}/r) - P_{k2} = P_{\tau} - P_{k2}. \quad (30)$$

При неравномерном качении задних ведущих колес возникает суммарный инерционный момент $I_2 e_2$, где I_2 — суммарный момент инерции ведущих колес, а e_2 — их угловое ускорение. Следовательно, момент на ведущих колесах при разгоне автомобиля

$$M_0 = (M_e - I_m e_m) u_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}} - I_2 e_2, \quad (31)$$

где I_m и e_m — момент инерции маховика, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$, и его угловое ускорение, рад/с^2 .

Исходя из соотношения между угловым и линейным ускорением, можно написать, что

$$e_2 = j/r; \quad e_m = e_2 u_{\text{тр}} = j u_{\text{тр}}/r, \quad (32)$$

где j — ускорение центра колеса, равное при прямолинейном движении ускорению центра тяжести автомобиля, м/с^2 .

Подставляя значения e_2 и e_m в выражение (31), получим

$$M_0 = M_e u_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}} - \frac{I_m u_{\text{тр}}^2 \eta_{\text{тр}} + I_2}{r} j. \quad (33)$$

Тогда окружную силу P_0 , действующую на ведущие колеса автомобиля при разгоне, можно определить по формулам

$$P_0 = \frac{M_0}{r} = \frac{M_e u_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}}}{r} - \frac{I_m u_{\text{тр}}^2 \eta_{\text{тр}} + I_2}{r^2} j; \quad (34)$$

$$P_0 = P_{\tau} - \frac{I_m u_{\text{тр}}^2 \eta_{\text{тр}} + I_2}{r^2} j. \quad (35)$$

Из последнего уравнения следует, что при разгоне автомобиля окружная сила P_o на ведущих колесах меньше силы тяги P_T вследствие затраты энергии на ускорение маховика двигателя и ведущих колес автомобиля. При замедлении автомобиля ($j < 0$) окружная сила больше силы тяги и энергия, накопленная во время разгона, может быть использована для продолжения движения.

Касательная реакция, действующая на ведущие колеса автомобиля при неравномерном движении,

$$X_2 = \frac{M_o}{r} - P_{к2} = P_T - \frac{I_m u_{тр}^2 \eta_{тр} + I_2}{r^2} j - P_{к2}. \quad (36)$$

На передние ведомые колеса не передается крутящий момент, и они не связаны с маховиком двигателя. Поэтому, приняв в выра-

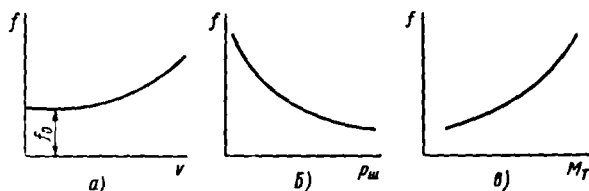


Рис. 8. Влияние на коэффициент сопротивления качению f различных факторов:

а — скорости автомобиля v ; б — внутреннего давления в шине $P_{ш}$; в — передаваемого колесом момента M_T .

жении (36) $u_{тр} = 0$, получим формулу для определения касательной реакции, приложенной к передним ведомым колесам автомобиля:

$$X_1 = - \left(\frac{I_1}{r^2} j + P_{к1} \right), \quad (37)$$

где I_1 — суммарный момент инерции передних ведомых колес, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$.

При малой скорости (до 10—15 м/с) коэффициент сопротивления качению f можно считать постоянным (рис. 8, а). В случае движения автомобиля с большой скоростью он возрастает, так как шина не успевает полностью распрямиться в области контакта, вследствие чего возвращается не вся энергия, затраченная на деформацию шины. Кроме того, при повышении скорости деформации возрастает внутреннее трение в покрышке, также вызывающее увеличение коэффициента f .

Для определения коэффициента сопротивления качению в зависимости от скорости пользуются эмпирической формулой

$$f = f_o \left(1 + \frac{v^2}{1500} \right), \quad (38)$$

где f_o — коэффициент сопротивления качению при движении автомобиля с малой скоростью (табл. 2); v — скорость автомобиля, м/с.

2. Коэффициент сопротивления качению

Тип дороги	f_0 при $v \leq 15$ м/с	f (среднее значение)
С асфальтобетонным и цементнобетонным покрытием:		
в отличном состоянии	0,014	0,014—0,018
в удовлетворительном состоянии	0,018	0,018—0,020
Булыжная мостовая	0,025	0,023—0,030
С гравийным покрытием	0,02	0,020—0,025
Грунтовая дорога:		
сухая укатанная	—	0,025—0,035
после дождя	—	0,05—0,15
Песок	—	0,10—0,30
Укатанный снег	—	0,07—0,10

При движении автомобиля по дороге с твердым покрытием коэффициент f увеличивается с уменьшением давления воздуха в шине (рис. 8, б). При передаче крутящего момента коэффициент f немного возрастает (рис. 8, в), так как шина в этом случае деформируется не только в вертикальном направлении, но и по окружности. При большом передаваемом крутящем моменте элементы протектора проскальзывают по дороге, и на трение в области контакта затрачивается дополнительная энергия.

Качение колеса по мягкому грунту вызывает уплотнение частиц грунта под колесом и смещение их в сторону движения автомобиля. На коэффициент сопротивления качению при этом влияют глубина колеи, тип и состояние грунта, диаметр колеса и воспринимаемая им вертикальная нагрузка.

Понижение давления воздуха в шине приводит к уменьшению глубины колеи, однако при этом возрастают внутренние потери в шине. Поэтому для каждой шины можно найти такое внутреннее давление воздуха, при котором на данном грунте коэффициент f имеет наименьшее значение.

Ни одно дорожное покрытие не является абсолютно ровным. Неровности создают дополнительное сопротивление движению автомобиля и вызывают колебания его осей, колес и кузова. Во время этих колебаний происходит рассеивание энергии в шине и деталях подвески.

Ровность дорожного покрытия определяют экспериментально. Показатели ровности покрытий разных типов приведены в табл. 3.

Дополнительное сопротивление, вызванное неровностями дороги, учитывают, условно увеличивая коэффициент сопротивления качению. С этой целью используют эмпирическую формулу

$$f = 0,01 + 1,3 \cdot 10^{-7} \lambda_{\tau} s_1 v^2, \quad (39)$$

где λ_T — коэффициент, зависящий от конструкции ходовой части автомобиля; $\lambda_T = 4$ — для легковых автомобилей и $\lambda_T = 5,5$ — для грузовых; s_T — показания толчкомера, см/км.

3. Показатели ровности покрытий дорог различного типа

Тип покрытия	Состояние покрытия		
	Отличное	Хорошее	Неудовлетворительное
Асфальто- и цементнобетонное	50—75	150	300
Щебеночные и гравийные	200	350—400	800—900
Булыжное	300	500	1000

Учитывая большое количество различных факторов, влияющих на величину коэффициента f , в расчет вводят его средние значения (см. табл. 2).

Мощность, необходимая для преодоления сопротивления качению (в Вт),

$$N_k = fGv.$$

Пример. Определить силу и мощность сопротивления качению автомобиля, масса которого равна 3000 кг, при скорости 35 м/с, если $f_0 = 0,012$. Коэффициент сопротивления качению вычислить по эмпирической формуле (38).

Решение. Вес автомобиля

$$G = 3000 \cdot 9,81 = 29\,430 \text{ Н.}$$

Коэффициент сопротивления качению

$$f = 0,012 (1 + 1225/1500) = 0,0218.$$

Сила сопротивления качению

$$P_k = 29\,430 \cdot 0,0218 \approx 640 \text{ Н.}$$

Мощность сопротивления качению

$$N_k = 642 \cdot 35/1000 = 22,5 \text{ кВт.}$$

Сила сопротивления дороги. При движении автомобиля на подъеме и спуске составляющая силы тяжести, перпендикулярная к дороге, равна $G \cos \alpha_d$ (см. рис. 5). Вследствие этого сила сопротивления качению P_k при движении на таких участках дороги равна $Gf \cos \alpha_d$, т. е. она несколько меньше, чем при движении по горизонтальному участку. Однако для малых углов $\cos \alpha_d \approx 1$, что позволяет определять силу P_k по формуле (38) также и для негоризонтальных участков дороги.

Коэффициент сопротивления качению f и уклон дороги i в совокупности характеризуют качество дороги. Поэтому введено понятие о *силе сопротивления дороги* P_d , равной сумме сил P_k и P_n :

$$P_d = P_k + P_n = (f \cos \alpha_d + \sin \alpha_d) G \approx G(f + i). \quad (40)$$

В результате взаимодействия автомобиля и воздуха возникает также вертикальная сила. У серийных автомобилей эта сила направлена вверх и называется подъемной силой. У скоростных автомобилей (гоночных, спортивных) благодаря специальной форме

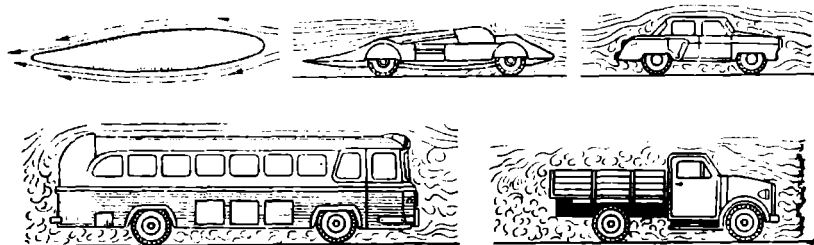


Рис. 10. Обтекаемость идеально обтекаемого тела и автомобилей различных типов

кузова она направлена вниз и увеличивает силу сцепления шин с дорогой. При скоростях до 100—120 км/ч вертикальная сила невелика и ее можно не учитывать в расчетах.

§ 7. Уравнение движения автомобиля

Уравнение движения автомобиля является основным в тяговой динамике. Оно связывает силы, движущие автомобиль, с силами сопротивления движению и позволяет определить характер движения автомобиля в любой момент времени. При изучении динамичности автомобиля считают, что его возможности ограничены лишь мощностью двигателя и сцеплением ведущих колес с дорогой. Остальные ограничения, накладываемые, например, требованиями безопасности движения или комфортабельности, не учитывают. В связи с этим ниже рассмотрено лишь прямолинейное движение автомобиля. Особенности криволинейного движения и его влияние на показатели динамичности изложены в главах, посвященных устойчивости и управляемости автомобиля (см. гл. VII и VIII).

Рассмотрим силы и моменты, действующие на автомобиль на подъеме во время разгона (рис. 11, а). К центру тяжести автомобиля приложена сила тяжести $G = M_a g$, а также сила инерции P'_n поступательно движущихся масс, направленная противоположно ускорению. Сила инерции

$$P'_n = M_a j, \quad (47)$$

где M_a — масса автомобиля, кг; j — ускорение автомобиля, м/с².

К колесам приложены моменты сопротивления качению M_{k1} и M_{k2} , а также моменты сил инерции M_{n1} и M_{n2} . Со стороны дороги на шины действуют нормальные реакции Z_1 и Z_2 и касательные ре-

акции X_1 и X_2 . Сила сопротивления воздуха P_v приложена к метацентру автомобиля на высоте h_v . Кроме того, к буксирному крюку автомобиля может быть приложена сила $P_{пр}$ сопротивления движению прицепа.

Спроектируем все силы на плоскость дороги:

$$X_2 - X_1 - P'_n - P_n - P_v - P_{пр} = 0. \quad (48)$$

При движении одиночного автомобиля

$$X_2 - X_1 - P'_n - P_n - P_v = 0. \quad (49)$$

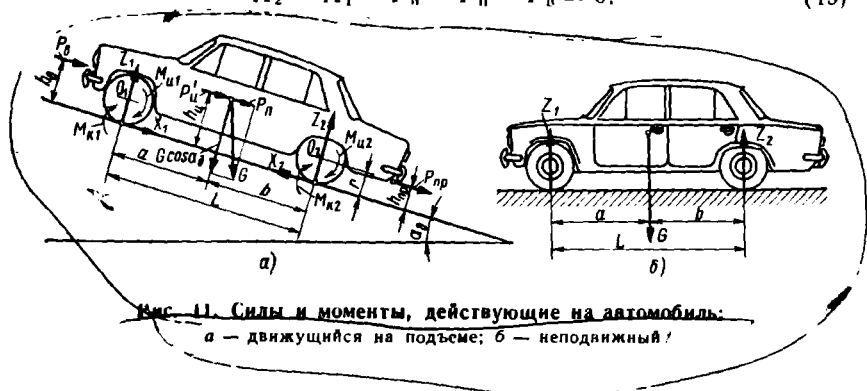


Рис. 11. Силы и моменты, действующие на автомобиль:

а — движущийся на подъеме; б — неподвижный!

Подставив в формулу (49) вместо сил X_1 , X_2 и P'_n их значения согласно выражениям (36), (37) и (47), получим

$$P_T - \frac{I_m \eta_{тр} u_{тр}^2 + I_2}{r^2} - \frac{I_1}{r^2} j - M_a j - (Z_1 + Z_2) f - P_n - P_v = 0. \quad (50)$$

Вместе с тем

$$(Z_1 + Z_2) f + P_n = P_k + P_n = P_d, \quad (51)$$

следовательно,

$$P_T - \left(1 + \frac{I_m \eta_{тр} u_{тр}^2 + I_k}{M_a r^2} \right) M_a j - P_d - P_v = 0, \quad (52)$$

где I_k — суммарный момент инерции всех колес автомобиля, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$.

Второй член уравнения (52) представляет собой силу, которую нужно приложить к автомобилю, чтобы сообщить ему ускорение, равное j . Сравнивая этот член с формулой (47), видим, что выражение в скобках показывает, во сколько раз энергия, затрачиваемая при разгоне вращающихся и поступательно движущихся деталей автомобиля, больше энергии, необходимой для разгона автомобиля, все детали которого движутся только поступательно. Таким образом, это выражение учитывает влияние вращающихся масс, что дает основание назвать его коэффициентом учета вра-

вращающихся масс $\delta_{вр}$, а весь второй член — приведенной силой инерции $P_{и}$ автомобиля:

$$\delta_{вр} = 1 + \frac{I_{м} \eta_{тр} u_{тр}^2 + I_{к}}{M_{в} r^2}; \quad (53)$$

$$P_{и} = P_{и} \delta_{вр} = M_{в} j \left(1 + \frac{I_{м} \eta_{тр} u_{тр}^2 + I_{к}}{M_{в} r^2} \right). \quad (54)$$

Энергия, затрачиваемая на разгон вращающихся деталей двигателя, на прямой передаче в 2—3 раза, а на низших передачах в 8—10 раз больше энергии, расходуемой на разгон колес.

Если точное значение моментов инерции $I_{м}$ и $I_{к}$ неизвестно, то коэффициент $\delta_{вр}$ определяют по эмпирической формуле

$$\delta_{вр} = 1 + (\delta_1 + \delta_2 u_k^2) G_a / G, \quad (55)$$

где $\delta_1 \approx \delta_2 \approx 0,03 + 0,05$; u_k — передаточное число коробки передач;

G_a — вес автомобиля с полной нагрузкой, Н; G — вес автомобиля с данной нагрузкой, Н.

Для случая движения автомобиля с отсоединенным от трансмиссии двигателем коэффициент учета вращающихся масс обозначают буквой $\delta_{и}$ и определяют по формуле

$$\delta_{и} = 1 + I_{и} / (M_{в} r^2) \approx 1 + 0,05 G_a / G. \quad (56)$$

Искомое уравнение для общего случая движения автомобиля получим из выражений (52) и (54):

$$P_T - P_{и} - P_{и} - P_{п} - P_{в} = P_T - P_{и} - P_{д} - P_{в} = 0. \quad (57)$$

§ 8. Сила тяги по условиям сцепления шин с дорогой

При определении силы тяги было принято, что ее величина зависит лишь от параметров автомобиля (M_e , $u_{тр}$, $\eta_{тр}$, r). Однако это не означает, что, увеличивая, например, передаточное число трансмиссии, можно реализовать сколь угодно большую силу тяги, так как предельное ее значение ограничено сцеплением шин с поверхностью дороги.

Силой сцепления шин с дорогой $P_{сц}$ называют максимальное значение горизонтальной реакции R_{max} (см. рис. 6), пропорциональное вертикальной нагрузке на колесо:

$$P_{сц} = R_{max} = \varphi Z, \quad (58)$$

где φ — коэффициент сцепления, численно равный отношению силы, вызывающей равномерное скольжение колеса, к нормальной реакции дороги. В зависимости от направления скольжения колеса различают коэффициенты продольного φ_x и поперечного φ_y сцепления.

Для движения колеса без продольного и поперечного скольжения необходимо соблюдение условия

$$P_{сц} = \varphi Z \geq \sqrt{X^2 + Y^2}. \quad (59)$$

При отсутствии поперечных сил сила сцепления

$$P_{\text{сц}} = \varphi_x Z > X. \quad (60)$$

В случае равномерного качения ведущего колеса

$$X = P_T - Zf; \quad P_T < (\varphi_x + f) Z.$$

Коэффициент φ_x обычно намного больше коэффициента f , поэтому условие качения колеса без скольжения можно с небольшой погрешностью представить в виде

$$P_T < P_{\text{сц}} = \varphi_x Z. \quad (61)$$

Если сила тяги меньше силы сцепления $P_{\text{сц}}$, то ведущее колесо катится без пробуксовывания. Если сила тяги больше силы

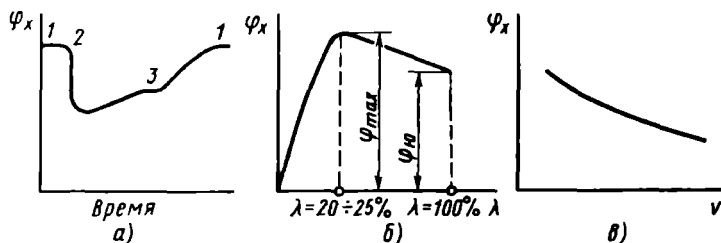


Рис. 12. Влияние на коэффициент сцепления φ_x различных факторов;

а — количества влаги на покрытии дороги; б — степени проскальзывания λ колес относительно дороги; в — скорости качения колеса v ; 1 — сухое покрытие; 2 — начало дождя; 3 — конец дождя

сцепления, ведущее колесо пробуксовывает и для движения используется лишь часть силы тяги, равная $\varphi_x Z$. Остальная часть силы P_T вызывает ускоренное вращение колес, которое продолжается до тех пор, пока мощность, затрачиваемая на буксование, не уравнивается избыток мощности, подведенной к колесам. Наиболее часто буксование наблюдается при резком трогании с места автомобиля и во время преодоления большого сопротивления движению на скользких дорогах.

На дорогах с твердыми покрытиями коэффициент сцепления зависит главным образом от трения скольжения между шиной и покрытием. На деформируемых дорогах коэффициент сцепления зависит прежде всего от сопротивления грунта срезу и от внутреннего трения в грунте. Выступы протектора ведущего колеса, погружаясь в грунт, деформируют и уплотняют его, увеличивая до некоторого предела сопротивление срезу. Однако затем начинается разрушение грунта, вследствие чего коэффициент сцепления уменьшается.

При смачивании твердого покрытия коэффициент сцепления резко падает (рис. 12, а) из-за образования пленки из частиц грунта и воды, уменьшающих трение между шиной и дорогой. Коэффициент сцепления понижается особенно значительно, если на по-

крытии имеется пленка глины. Сильным дождем эта пленка может быть смыта, тогда величина φ опять приближается к значениям, характерным для сухого покрытия.

Большое влияние на коэффициент φ оказывает рисунок протектора. Протектор шин легковых автомобилей имеет мелкий рисунок, обеспечивающий хорошее сцепление с твердым покрытием. У шин грузовых автомобилей рисунок протектора крупный с широкими и глубокими впадинами. Такие шины врезаются в грунт, улучшая проходимость автомобиля. При истирании выступов протектора во время эксплуатации ухудшается сцепление шины с дорогой. Наименьший коэффициент сцепления имеют шины, у которых полностью изношен рисунок протектора. Поэтому эксплуатация автомобилей с такими шинами запрещена.

Недостаточная величина коэффициента φ является причиной многих дорожно-транспортных происшествий. Для обеспечения безопасности движения его величина не должна быть менее 0,4.

Увеличение тягового (или тормозного) момента, приложенного к колесу, вызывает буксование или проскальзывание последнего относительно дороги. Величину проскальзывания λ оценивают в процентах:

$$\lambda = \left(1 - \frac{\omega_k r}{v}\right) 100\%.$$

При $\omega_k r > v$ колесо пробуксовывает в направлении своего вращения. При $\omega_k r = v$ колесо катится без проскальзывания. При $\omega_k r < v$ (тормозной режим) колесо проскальзывает в сторону, противоположную направлению вращения, а при $\omega_k = 0$ имеем полное скольжение колеса (юз).

С увеличением проскальзывания (или буксования) шины по дороге коэффициент сцепления возрастает, достигая максимума $\varphi_{\max}$ при 20—25% проскальзывания. При полном буксовании ведущих колес или юзе тормозящих колес ($\lambda = 100\%$) коэффициент сцепления (φ_0) может быть на 10—25% меньше максимального (рис. 12, б).

5. Коэффициент сцепления φ_x

Дорога	Поверхность	
	сухая	мокрая
С асфальтобетонным или цементнобетонным покрытием	0,7—0,8	0,35—0,45
С щебеночным покрытием	0,6—0,7	0,3—0,4
Грунтовая	0,5—0,6	0,2—0,4
Обледенелая	0,1—0,2	
Покрытая снегом	0,2—0,3	

С увеличением скорости движения автомобиля коэффициент φ_x обычно уменьшается (рис. 12, в). При скорости 40 м/с он может быть в несколько раз меньше, чем при скорости 10—15 м/с.

Так как на величину φ_x влияет большое число факторов, учесть которые очень трудно, то обычно для расчетов пользуются средними значениями коэффициента сцепления (табл. 5). Коэффициент поперечного сцепления φ_y зависит от тех же факторов и его обычно принимают равным коэффициенту φ_x .

§ 9. Условие возможности движения автомобиля

Согласно выражению (60) длительное безостановочное движение автомобиля возможно лишь при условии, если

$$P_T > P_d + P_v. \quad (62)$$

Это неравенство связывает конструктивные параметры автомобиля с внешними сопротивлениями движению. Выполнение его необходимо, но недостаточно для безостановочного движения автомобиля, так как оно возможно лишь при отсутствии буксования ведущих колес. Учитывая формулу (61), условие безостановочного движения можно выразить следующим образом:

$$\varphi_1 Z_2 > P_T > P_d + P_v. \quad (63)$$

Если суммарная сила сопротивления движению больше тяговой силы, то останавливается двигатель. Если тяговая сила больше силы сцепления, то пробуксовывают ведущие колеса.

Таким образом, длительное безостановочное движение автомобиля возможно лишь в том случае, если сила тяги на ведущих колесах не больше силы сцепления, но больше или, в крайнем случае, равна сумме сил сопротивления дороги и воздуха.

§ 10. Нормальные реакции дороги

Определим нормальные реакции, действующие на колеса автомобиля, стоящего на горизонтальной дороге. Сила тяжести автомобиля приложена к центру тяжести, который расположен на расстоянии a от передней оси и на расстоянии b от задней (см. рис. 11, б). Нормальные реакции Z_1 и Z_2 , действующие на колеса соответственно передней и задней осей, равны составляющим G_1 и G_2 веса автомобиля, приходящимся на эти оси.

Из условий равновесия имеем

$$Z_1 L - Gb = 0; \quad Z_1 + Z_2 = G,$$

где L — расстояние между осями (база) автомобиля, м.

Следовательно,

$$Z_1 = G_1 = Gb/L; \quad (64)$$

$$Z_2 = G_2 = Ga/L. \quad (65)$$

При движении автомобиля нормальные реакции дороги не остаются постоянными, а изменяются под действием сил и моментов, приложенных к колесам автомобиля, например момента, передаваемого от двигателя к колесам автомобиля; моментов сил инерции колес, возникающих при неравномерном движении; моментов сил сопротивления качению; момента, создаваемого любой силой, линии действия которой не проходит через переднюю и заднюю оси автомобиля.

Определим нормальные реакции, действующие на колеса двухосного автомобиля при его разгоне на подъеме (см. рис. 11, а). Для этого составим уравнение моментов сил относительно центра тяжести автомобиля и уравнение проекций сил на вертикальную ось. Для упрощения примем, что высота метacentра h_v равна высоте центра тяжести h_u , а $P_{np} = 0$.

В этом случае получим

$$-Z_1 a - X_2 h_u + X_1 h_u + Z_2 b - M_k = 0, \quad (66)$$

где M_k — момент сопротивления качению всех колес автомобиля, равный сумме моментов M_{k1} и M_{k2} :

$$Z_1 + Z_2 = G \cos \alpha_d. \quad (67)$$

Формулы для определения Z_1 и Z_2 могут иметь различный вид.

Если известна сила тяги, то подставив в выражение (66) вместо X_1 и X_2 их значения согласно формулам (36) и (37), получим

$$Z_1 = \frac{1}{L} \left\{ G \cos \alpha_d [b + f(h_u - r)] - \left(P_T h_u - \frac{I_u n_{TP} u_{TP}^2 + I_k}{r^2} h_u j \right) \right\}; \quad (68)$$

$$Z_2 = \frac{1}{L} \left\{ G \cos \alpha_d [a - f(h_u - r)] + \left(P_T h_u - \frac{I_u u_{TP}^2 n_{TP} + I_k}{r^2} h_u j \right) \right\}. \quad (69)$$

Для равномерного движения автомобиля по горизонтальной дороге с хорошим покрытием можно принять $f \approx 0$, $\cos \alpha_d = \delta_{np} = 1$, тогда

$$\left. \begin{aligned} Z_1 &= (1/L) (Gb - P_T h_u); \\ Z_2 &= (1/L) (Ga + P_T h_u). \end{aligned} \right\} \quad (70)$$

Часто нормальные реакции удобнее определять в функции сил сопротивления. Подставив в уравнение (66) значение реакции

$$X_2 = X_1 + P_n + P_v + P'_n, \quad (71)$$

получим

$$Z_1 = (1/L) [G \cos \alpha_d (b - fr) - (P_n + P_v + P'_n) h_u]; \quad (72)$$

$$Z_2 = (1/L) [G \cos \alpha_d (a + fr) + (P_n + P_v + P'_n) h_u]. \quad (73)$$

В этом случае для равномерного движения автомобиля по горизонтальной дороге с хорошим покрытием формулы (72) и (73) имеют следующий вид:

$$Z_1 = (1/L) [Gb - (P_n + P_b) h_u]; \quad (74)$$

$$Z_2 = (1/L) [Ga + (P_n + P_b) h_u]. \quad (75)$$

Максимальные значения касательных реакций ограничены сцеплением шин с дорогой. Подставив в формулу (66) вместо X_2 ее предельное значение по условиям сцепления $\varphi_x Z_2$, будем иметь

$$Z_1 = \frac{1}{L - (\varphi_x + f) h_u} \left[G \cos \alpha_d (b - \varphi_x h_u - fr) + \frac{I_{K1}}{r^2} h_u \right]; \quad (76)$$

$$Z_2 = \frac{1}{L - (\varphi_x + f) h_u} \left\{ G \cos \alpha_d [a - f(h_u - r)] - \frac{I_{K1}}{r^2} h_u \right\}. \quad (77)$$

Для равномерного движения автомобиля по горизонтальной дороге с хорошим покрытием формулы (76) и (77) можно написать так:

$$Z_1 = \frac{G(b - \varphi_x h_u)}{L - \varphi_x h_u}; \quad (78)$$

$$Z_2 = \frac{Ga}{L - \varphi_x h_u}. \quad (79)$$

Приведенные уравнения показывают, что нормальная реакция дороги на передние колеса автомобиля уменьшается, а на задние возрастает с увеличением крутизны подъема, интенсивности разгона автомобиля, а также с ростом сил сопротивления P_k , P_b или силы тяги P_T , необходимой для их преодоления.

Коэффициент изменения нормальных реакций m_p представляет собой отношение нормальной реакции, действующей на ось автомобиля при его движении, к реакции, действующей на ту же ось автомобиля, стоящего на горизонтальной дороге:

$$m_{p1} = Z_1/G_1; \quad (80)$$

$$m_{p2} = Z_2/G_2. \quad (81)$$

В соответствии с полученными выше формулами коэффициенты m_{p1} и m_{p2} можно приближенно определить следующим образом.

При известной величине силы тяги

$$m_{p1} = 1 - \frac{P_T h_u}{Gb}; \quad (82)$$

$$m_{p2} = 1 + \frac{P_T h_u}{Ga}. \quad (83)$$

При известных величинах сил сопротивления

$$m_{p1} = 1 - \frac{(P_n + P_b + P'_n) h_u}{Gb}; \quad (84)$$

$$m_{p2} = 1 + \frac{(P_n + P_b + P'_n) h_u}{Ga}. \quad (85)$$

При предельных значениях X_2 по условиям сцепления

$$m_{p1} = \frac{L(b - \varphi_x h_{ц})}{b(L - \varphi_x h_{ц})}; \quad (86)$$

$$m_{p2} = \frac{L}{L - \varphi_x h_{ц}}. \quad (87)$$

Во время разгона автомобиля предельные значения коэффициентов составляют

$$m_{p1} = 0,55 \div 0,7; \quad m_{p2} = 1,2 \div 1,35.$$

Приведенные величины коэффициентов свидетельствуют о том, что во время разгона нагрузка на переднюю ось автомобиля уменьшается, а на заднюю — возрастает по сравнению с нагрузками при статическом положении автомобиля. При торможении автомобиля происходит обратное явление. Этим объясняется подъем передней части автомобиля, наблюдаемый при разгоне, и наклон ее вниз («клевок») при торможении.

Контрольные вопросы

1. Что такое скоростная характеристика двигателя и как она определяется?
2. От каких факторов зависит КПД трансмиссии и каковы его средние значения для автомобилей разных типов?
3. Какие причины вызывают сопротивление качению, сопротивление подъему и сопротивление дороги?
4. Назовите средние значения коэффициента сопротивления качению для дорог разных типов.
5. От чего зависят сила и мощность сопротивления воздуха?
6. Что такое коэффициент учета вращающихся масс? Чему он равен?
7. От каких факторов зависит коэффициент сцепления и каковы его средние значения для дорог различных типов?
8. Напишите условие возможности движения автомобиля.
9. Что такое коэффициент изменения реакции и как его определить?
10. Зачем нужно уравнение движения автомобиля и какие величины в него входят?

ЗАДАЧИ

Задача 1. Определить, используя эмпирическую формулу, как изменяются эффективные мощность и момент четырехтактного двигателя при увеличении угловой скорости вращения коленчатого вала от 100 до 150 рад/с, если $N_{\max} = 120$ кВт, $\omega_N = 200$ рад/с.

Задача 2. Определить КПД трансмиссии автомобиля при движении его на прямой передаче со скоростью 10 м/с по участкам дороги с малым и большим сопротивлениями. На первом участке крутящий момент двигателя равен 25 Н·м, а на втором 100 Н·м. Номинальный полный вес автомобиля 15 000 Н. Автомобиль имеет одинарную главную передачу ($i_{гп} = 4,5$) и карданную передачу с тремя карданными шарнирами. Радиус колес 0,35 м.

Задача 3. Вес грузового автомобиля равен 55 000 Н, а база 4 м. Центр тяжести находится на расстоянии 1,2 м от задней оси и на высоте 0,9 м от плоскости дороги. Определить нормальные реакции на передний и задний мост в статическом состоянии и при равномерном движении автомобиля с малой скоростью по хорошей дороге, если сила тяги равна 1100 Н.

Задача 4. Вычислять коэффициенты изменения нормальных реакций автомобиля из предыдущей задачи для случая движения его по сухому асфальтобетону ($\varphi_x = 0,8$) с полным использованием сцепления ведущими колесами.

Глава III

ТЯГОВАЯ ДИНАМИЧНОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

§ 11. Силовой баланс автомобиля

Выше было получено уравнение движения автомобиля. Решение этого уравнения в общем виде невозможно, так как неизвестны точные функциональные зависимости, связывающие основные действующие силы (P_T , $P_{тр}$ и P_K) со скоростью автомобиля. Поэтому уравнения движения обычно решают приближенно, используя простые и наглядные графоаналитические методы, которые, однако, обеспечивают необходимую точность результатов. Наибольшее распространение получили *метод силового баланса, метод мощностного баланса и метод динамической характеристики*.

Рассмотрим метод силового баланса. Переписав уравнение (57) следующим образом:

$$P_T = P_K + P_n + P_v + P_{II} = P_d + P_v + P_v, \quad (88)$$

получим уравнение силового баланса, которое можно решить графически, как показано на рис. 13.

Вначале строят тяговую характеристику автомобиля. В нижней части графика наносят кривую P_d , построенную для одного значения коэффициента сопротивления дороги ϕ . Кривую силы сопротивления воздуха P_v строят, откладывая значения этой силы вверх от соответствующих значений силы P_d .

Кривая суммарного сопротивления $P_d + P_v$ определяет силу тяги, необходимую для движения автомобиля с постоянной скоростью. Если кривая P_T проходит выше кривой $P_d + P_v$, то отрезки P_z , заключенные между этими кривыми, представляют собой нереализованную часть («запас») силы тяги, которую можно использовать для преодоления повышенного сопротивления дороги или для разгона автомобиля.

При помощи полученного графика силового баланса можно определить основные показатели динамичности автомобиля при равномерном движении. Так, например, максимальную скорость $v_{\max}$ определяют по абсциссе точки пересечения кривых P_T и $P_d + P_v$, так как при этом запас силы тяги, а следовательно, и ускорение равны нулю. Если кривая P_T проходит ниже кривой $P_d + P_v$, то автомобиль движется замедленно.

Для определения максимального сопротивления дороги, которое может преодолеть автомобиль при равномерном движении, например, со скоростью v_1 , нужно из ординаты P_T вычесть отрезок ab , равный в выбранном масштабе силе P_v при скорости v_1 . Сумма отрезков P_z и bc в том же масштабе представляет собой силу P_d при максимальном сопротивлении дороги $\phi_{\max}$.

Чтобы учесть возможность буксования ведущих колес, нужно, определив для заданного коэффициента сцепления ϕ_x силу сцеп-

ления $P_{сц} \approx G_2 \varphi_1$, провести горизонтальную линию, как показано на рис. 13. В зоне, расположенной ниже этой линии, соблюдается, условие $P_T \leq P_{сц}$, а в зоне выше нее оно не соблюдается и длительное движение автомобиля в этом случае невозможно. Для рассматриваемого примера безостановочное движение автомобиля на четвертой, третьей и второй передачах возможно во всем интервале скоростей от минимальной до максимальной. На первой передаче движение автомобиля без буксования колес при полной нагрузке двигателя возможно лишь со скоростью, большей или равной скорости v_2 .

Для движения на первой передаче со скоростью, которая меньше скорости v_2 , необходимо прикрыть дроссельную заслонку, чтобы уменьшить силу тяги P_T .

В уравнении силового баланса, написанном для общего случая движения автомобиля, все силы сопротивления условно имеют знак плюс. Однако в зависимости от характера движения силы P_n и P_k могут быть или силами сопротивления, или движущими силами. При движении на подъеме ($+\alpha_d$), а также при разгоне автомобиля ($+j$) значения этих сил в уравнении (88) нужно подставлять со знаками плюс, а в случае движения на спуске ($-\alpha_d$) и с замедлением ($-j$) — со знаком минус.

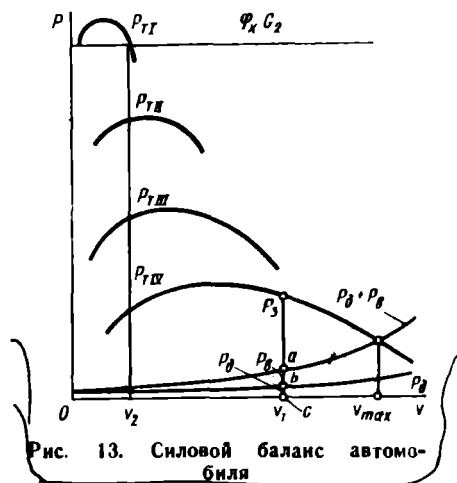


Рис. 13. Силовой баланс автомобиля

§ 12. Мощностный баланс автомобиля

Для анализа динамических свойств автомобиля можно вместо соотношения сил использовать сопоставление тяговой мощности N_T с мощностью, необходимой для преодоления сопротивления движению. По аналогии с уравнением силового баланса уравнение мощностного баланса можно написать в следующем виде.

$$N_T = N_e - N_{тр} = N_k + N_n + N_b + N_{\mu}, \quad (89)$$

где $N_n = P_n v$ — мощность, затрачиваемая на преодоление силы инерции автомобиля, Вт.

В развернутом виде с учетом приведенных выше формул

$$N_T \Rightarrow Gf \cos \alpha_d v + G \sin \alpha_d v + W_a v^3 + M_a \delta_{ар} j v. \quad (90)$$

Рассмотрим вначале решение уравнения (90) для движения автомобиля на одной передаче. Построим в координатах $N-v$ скоростную характеристику (рис. 14, а). Вниз от кривой N_e от-

ложим значения мощности $N_{тр}$, затрачиваемой на преодоление трения в трансмиссии, в результате чего получим кривую N_e . Если величина мощности $N_{тр}$ неизвестна, то мощность N_e определяют по формуле $N_e = N_{тр} + N_d$.

Затем наносим кривую мощности N_d , значения которой определяем по формуле (42). Если принять, что коэффициент f есть величина постоянная, то график мощности N_d представляет собой наклонную прямую, проходящую через начало координат. Для скорости, большей 10—15 м/с, следует учитывать зависимость

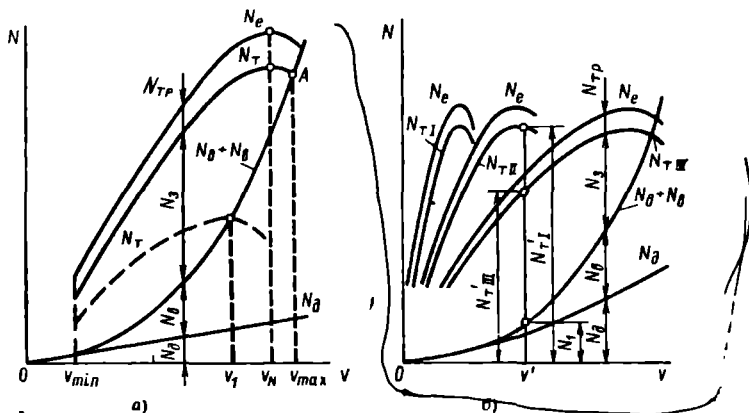


Рис. 14. Мощностной баланс автомобиля при движении:

а — на высшей передаче; б — на различных передачах

коэффициента f от скорости и определять его, например, по формуле (38). Вверх от кривой N_d откладывают значения мощности сопротивления воздуха N_a (см. кривую $N_d + N_a$). Отрезки ординат между кривой $N_d + N_a$ и осью абсцисс представляют собой суммарную мощность, затрачиваемую на преодоление сопротивлений дороги и воздуха. Отрезки мощности $N_{за}$, заключенные между кривыми N_e и $N_d + N_a$, характеризуют запас мощности, который может быть израсходован на преодоление повышенного сопротивления дороги или на разгон автомобиля.

При равномерном движении автомобиля мощность N_e расходуется только на преодоление сопротивлений дороги и воздуха. Если дроссельная заслонка открыта полностью, то наибольшую скорость v_{max} автомобиль развивает, когда мощность N_e равна сумме мощностей N_d и N_a (точка А). Для равномерного движения автомобиля по той же дороге со скоростью, меньшей v_{max} , водитель должен прикрыть дроссельную заслонку. Например, для движения со скоростью v , заслонку следует прикрыть так, чтобы мощность N_e изменялась по кривой, показанной на рис. 14, а штриховой линией.

График мощностного баланса для всех передач строят таким же образом, только вместо одной пары кривых N_e и $N_{тр}$ наносят

несколько, в зависимости от числа ступеней в коробке передач (рис. 14, б). При изменении передаточного числа коробки передач u_n изменяется лишь скорость автомобиля, мощность же N_e , а также мощность $N_{тр}$ (если не учитывать изменения КПД трансмиссии на различных передачах), остаются без изменения.

При расчетах в уравнение мощностного баланса, написанное для общего случая движения, мощности N_d и N_n нужно подставлять со знаком плюс при движении автомобиля на подъеме, а также при его разгоне и со знаком минус — при движении на спуске и с замедлением.

Степенью использования мощности двигателя I называют отношение мощности, необходимой для движения автомобиля, к мощности, которую двигатель может развить при полностью открытой дроссельной заслонке:

$$I = \frac{N_d + N_{тр} + N_n + N_{и}}{N_e} = \frac{N_d + N_v + N_{и}}{N_e \eta_{тр}} = \frac{N_d + N_v + N_{и}}{N_T}. \quad (91)$$

При равномерном движении автомобиля

$$I = \frac{N_d + N_n + N_{тр}}{N_e} = \frac{N_d + N_n}{N_i} = \frac{N_d + N_v}{N_e \eta_{тр}}. \quad (92)$$

Степень использования мощности зависит от типа и состояния дорожного покрытия, скорости автомобиля и передаточного числа трансмиссии $u_{тр}$. Чем меньше коэффициент сопротивления дороги ψ и скорость и чем больше передаточное число $u_{тр}$, тем хуже используется мощность двигателя. Например, при скорости, равной v' (рис. 14, б), суммарная мощность сопротивлений дороги и воздуха равна N_1 , а мощность, подводимая к ведущим колесам при полностью открытой дроссельной заслонке, равна N'_{T111} на прямой передаче и N'_{T1} — на второй. Степень использования мощности на прямой передаче $I_1 = N_1/N'_{T111}$, а на второй передаче $I_2 = N_1/N'_{T1}$. Но $N'_{T1} > N'_{T111}$, следовательно, $I_2 < I_1$.

§ 13. Динамический фактор автомобиля

Практическое использование методов силового и мощностного балансов затруднительно, так как для разных коэффициентов сопротивлений дороги на графике силового баланса приходится наносить несколько кривых P_d и P_v , а на графике мощностного баланса — ряд кривых N_d и $N_d + N_v$. Это усложняет графики и связано с дополнительной затратой времени. Кроме того, по мощностному и силовому балансам нельзя сравнивать динамичность автомобилей, имеющих различные массы, так как при движении их в одинаковых условиях сила и мощность, необходимые для преодоления сопротивления дороги, различны. От этих недостатков свободен метод решения уравнения движения автомобиля при помощи динамической характеристики, предложенной Е. А. Чудаковым.

Динамическим фактором D автомобиля называют отношение разности силы тяги и силы сопротивления воздуха к весу автомобиля:

$$D = \frac{P_T - P_B}{G} = \left(\frac{M_{\epsilon \mu_{TP}}}{r} \eta_{TP} - W_B v^2 \right) \frac{1}{G}. \quad (93)$$

Величина D зависит только от конструктивных параметров автомобиля, и поэтому ее можно определить для каждой конкретной его модели. При движении автомобиля на низших передачах динамический фактор больше, чем при движении на высших из-за увеличения силы P_T и уменьшения силы P_B . Так как в случае движения автомобиля с малой скоростью сила P_B невелика и ею можно пренебречь, то динамический фактор на низших передачах для скоростей до 4—5 м/с можно определять по приближенной формуле

$$D = P_T / G. \quad (94)$$

Пример. Определить динамический фактор автомобиля при скорости 35 м/с. Необходимые для расчета данные взять из предыдущих примеров.

Решение. Динамический фактор в этом случае

$$D = \frac{2057 - 735}{29\,430} = 0,045.$$

Чтобы связать динамический фактор с условиями движения автомобиля, перенесем в уравнении (88) силу P_B в левую часть и разделим обе части на вес автомобиля G . В результате получим

$$D = \psi + (\delta_{np}/g) \dot{j}. \quad (95)$$

При равномерном движении ускорение равно нулю, следовательно, динамический фактор D определяет и коэффициент сопротивления дороги ψ . Так, например, динамический фактор D_0 при максимальной скорости определяет сопротивление дороги ψ_0 , которое автомобиль может при этой скорости преодолеть.

Максимальный динамический фактор D_{max} соответствует наибольшему дорожному сопротивлению, характеризуемому коэффициентом ψ_{max} и преодолеваемому автомобилем при равномерном движении на первой передаче. Величины v_{max} , D_{max} и D_0 являются основными показателями динамичности автомобиля при равномерном движении.

Согласно выражению (95) для длительного безостановочного движения автомобиля необходимо соблюдение условия

$$D > \psi. \quad (96)$$

Чтобы учесть также ограничение движения вследствие буксования ведущих колес, определим предельное значение силы тяги (в Н) по условиям сцепления:

$$P_T = P_{сч} = m_{p2} G_2 \varphi_L.$$

Подставив найденное значение $P_{сц}$ в формулу (93), получим выражение для динамического фактора по сцеплению

$$D_{сц} = \frac{P_{сц} - P_n}{G} = \frac{G_2 m_{p2} \varphi_k - P_n}{G}. \quad (97)$$

В случае буксования ведущих колес скорость автомобиля невелика и можно считать, что сила $P_n \approx 0$.

Тогда, приняв $m_{p2} = 1$, будем иметь

$$D_{сц} = (G_2/G) \varphi_k. \quad (98)$$

Очевидно, движение автомобиля без буксования ведущих колес возможно при соблюдении условия

$$D_{сц} > D. \quad (99)$$

Учитывая также выражение (96), получаем следующее условие возможности движения автомобиля:

$$D_{сц} > D > \varphi. \quad (100)$$

Динамической характеристикой автомобиля называют график зависимости динамического фактора D_a автомобиля с полной нагрузкой от скорости движения на различных передачах. Примерный вид динамической характеристики легкового автомобиля показан на рис. 15. С помощью динамической характеристики уравнение движения автомобиля решается проще, чем с помощью силового или мощностного баланса. В этом случае сопоставляют величины динамических факторов по условиям тяги и по условиям сцепления с коэффициентом сопротивления дороги φ . Так, например, для определения максимальной скорости $v_{\max}$ автомобиля на участке дороги, который характеризуется коэффициентом φ , нужно по оси ординат динамической характеристики отложить его величину в том же масштабе, что и масштаб динамического фактора D_a , и провести прямую, параллельную оси абсцисс. При этом возможно несколько случаев.

1. Если линия φ (прямая 1—1 на рис. 15, а) пересекает кривую динамического фактора, то максимальная скорость равна v_1 , так как при этой скорости соблюдается условие $D_a = \varphi$.

2. Если кривая динамического фактора проходит выше линии φ (прямая 2—2), то равномерное движение автомобиля при полностью открытой дроссельной заслонке (или максимальном смещении рейки) двигателя невозможно, так как динамический фактор даже на высшей передаче во всем диапазоне скоростей больше коэффициента φ . При избытке динамического фактора начинается разгон автомобиля. Чтобы обеспечить равномерное движение, водитель в этом случае должен прикрыть дроссельную заслонку и тем самым уменьшить крутящий момент двигателя. Тогда максимальная скорость автомобиля будет ограничена максимально допустимой угловой скоростью коленчатого вала двигателя $\omega_{\max}$.

3. Линия 3—3 соответствует случаю, когда $D_a < \psi$. Движение с постоянной скоростью при таком коэффициенте ψ невозможно, и автомобиль может двигаться только замедленно.

4. Если прямая ψ пересекает кривую динамического фактора D_{II} в двух точках (линия 4—4), то автомобиль при полностью открытой дроссельной заслонке может двигаться равномерно как со скоростью v_a , так и со скоростью v_3 . Для равномерного движения со скоростью, большей скорости v_2 и меньшей скорости v_a , нужно уменьшить мощность двигателя, прикрывая дроссельную заслонку.

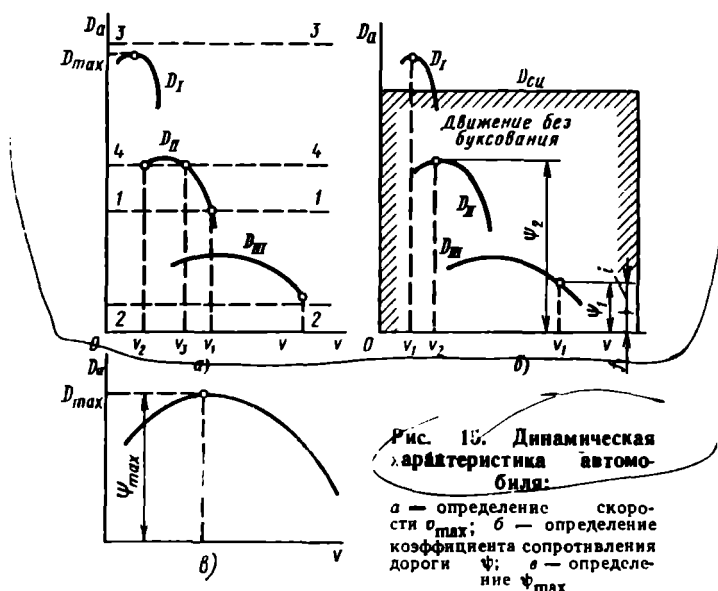


Рис. 15. Динамическая характеристика автомобиля:

a — определение скорости v_{max} ; b — определение коэффициента сопротивления дороги ψ ; c — определение ψ_{max}

С помощью динамической характеристики легко решить и обратную задачу, т. е. определить коэффициент сопротивления дороги при движении автомобиля с заданной скоростью. Для этого по динамической характеристике находят величину D_a при указанной скорости, а следовательно, и значение ψ . Так, при скорости v_1 (рис. 15, б) коэффициент сопротивления дороги равен ψ_1 , а при скорости v_2 он равен ψ_2 .

Если известен коэффициент сопротивления качению f , то, определив значение ψ , можно найти максимальный угол подъема, преодолеваемого автомобилем. Например, если коэффициент сопротивления качению равен f_1 , то при движении со скоростью v_1 автомобиль преодолит подъем, уклон i которого составляет $\psi_1 - f_1$.

Наибольшее значение коэффициент ψ имеет при максимальном динамическом факторе D_a . Поэтому для определения ψ_{max} нужно провести прямую, параллельную оси абсцисс и касатель-

ную к кривой динамического фактора на данной передаче (рис. 15, в). Отрезок, отсекаемый этой прямой на оси ординат, представляет собой величину $D_{\max}$, а также и $\psi_{\max}$.

✓ § 14. Динамический паспорт автомобиля

Динамический паспорт автомобиля представляет собой совокупность динамической характеристики, номограммы нагрузок и графика контроля буксования. Динамический паспорт автомобиля позволяет решать уравнение движения с учетом конструктивных параметров автомобиля (M , и др.), основных характеристик дороги (коэффициентов ψ и ϕ_x) и нагрузки на автомобиль.

Динамическая характеристика и номограмма нагрузок. Динамическую характеристику строят для автомобиля с полной нагрузкой. С изменением веса автомобиля от G_0 до G динамический фактор изменяется и его можно определить по формуле

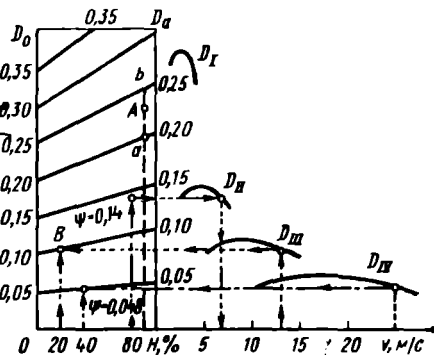


Рис. 16. Динамическая характеристика автомобиля с номограммой нагрузок

$$D = (P_1 - P_2)/G = D_0 G_0 / G. \quad (101)$$

Чтобы не пересчитывать при каждом изменении нагрузки величину D , динамическую характеристику дополняют номограммой нагрузок, которую строят следующим образом. Ось абсцисс динамической характеристики продолжают влево (рис. 16) и на ней откладывают отрезок произвольной длины. На этом отрезке наносят шкалу нагрузки H в процентах (для грузовых автомобилей) или указывают число пассажиров (для легковых автомобилей и автобусов). Через нулевую точку шкалы нагрузок проводят прямую, параллельную оси D_0 , и на ней наносят шкалу динамического фактора D_0 для автомобиля без нагрузки. Масштаб для шкалы D_0 определяют по формуле

$$a_0 = a_a \frac{G_0}{G_a},$$

где a_a — масштаб шкалы динамического фактора для автомобиля с полной нагрузкой; G_0 — собственный вес автомобиля в снаряженном состоянии, в который включают вес водителя, H .

Равнозначные деления шкал D_0 и D_a (например, 0,05; 0,01 и т. д.) соединяют прямыми линиями.

Наклонные линии на номограмме нагрузок обычно проводят через «круглые» значения динамического фактора, поэтому при

расчетах его промежуточные значения определяют интерполированием

Определим, например, какому динамическому фактору соответствует точка A при 90%-ной нагрузке (наклонные линии проведены через каждые $0,05D$). Точка A находится между линиями, которые соответствуют значениям динамического фактора 0,20 и 0,25. Чтобы определить динамический фактор при данной нагрузке с точностью около одной сотой, разделим отрезок ab на пять равных частей (по числу делений на шкалах D_0 и D_a). Точка A находится приблизительно на третьем делении выше линии 0,20, следовательно, динамический фактор равен 0,23.

Номограмма нагрузок позволяет решать все указанные выше задачи не только для случая полной нагрузки автомобиля, но и для любого ее значения. Так, на рис. 16 штрихпунктирной линией показано, что при нагрузке $H = 40\%$ и скорости автомобиля $v = 25$ м/с коэффициент $\psi = 0,048$. При $H = 80\%$ и $\psi = 0,14$ максимальная скорость автомобиля равна 7 м/с (штриховая линия с двумя точками), а при $v = 13$ м/с и $\psi = 0,10$ нагрузка (точка B) не должна превышать 20% (пунктирная линия).

Горизонтальная линия, проведенная через точку пересечения вертикальной линии с кривой динамического фактора, может пройти или выше правого (верхнего) конца, или ниже левого (нижнего) конца наклонной прямой, соответствующей заданному значению ψ . В первом случае даже при полной нагрузке автомобиля для движения с постоянной скоростью необходимо прикрыть дроссельную заслонку, так как при полностью открытой заслонке $D > \psi$. Во втором случае равномерное движение невозможно, так как $D < \psi$ даже при полностью открытой дроссельной заслонке и нагрузке, равной нулю.

График контроля буксования. График контроля буксования представляет собой зависимость динамического фактора по сцеплению от нагрузки и позволяет определить возможность буксования ведущих колес. Этот график строят следующим образом.

Сначала по формулам, приведенным ниже, определяют динамический фактор по сцеплению для автомобиля с полной нагрузкой $D_{асц}$ и без нее $D_{осц}$ для различных коэффициентов сцепления φ_x , начиная с $\varphi_x = 0,1$:

$$D_{асц} = \frac{G_2}{G_a} \varphi_x; \quad D_{осц} = \frac{G_{02}}{G_0} \varphi_x,$$

где G_{02} — вес, воспринимаемый ведущими колесами автомобиля без нагрузки, H .

Затем значение $D_{асц}$ откладывают по оси D_a номограммы нагрузок (рис. 17), а значение $D_{осц}$ — по оси D_0 и полученные точки соединяют прямой штриховой линией, на которой указывают величину коэффициента $\varphi_x = 0,1$. Также определяют положение точки и наносят штриховые линии $D_{сц}$ для других значений φ_x (0,2; 0,3; ...; 0,8).

Пользуясь графиком контроля буксования, можно учесть ограничения, накладываемые на движение автомобиля сцеплением шин ведущих колес с дорогой. Например, можно определить минимальный коэффициент φ_x , необходимый для движения с заданными нагрузкой и скоростью или с заданными нагрузкой и коэффициентом φ . В первом случае поступают так же, как при определении динамического фактора (по известным значениям нагрузки H и скорости v), только вместо величины D по сплошным наклонным линиям определяют значение $D_{\text{сц}}$ по штриховым линиям. Так, при скорости $v = 25$ м/с и нагрузке $H = 80\%$ коэффициент $\varphi_x = 0,12$ (точка А). Во втором случае проводят вертикальную линию через точку, соответствующую известному значению нагрузки H , и на ней откладывают значение коэффициента φ , после чего по наклонным штриховым линиям определяют коэффициент φ_x . Так, при нагрузке $H = 40\%$ и коэффициенте $\varphi = 0,2$ коэффициент $\varphi_x = 0,32$ (точка В).

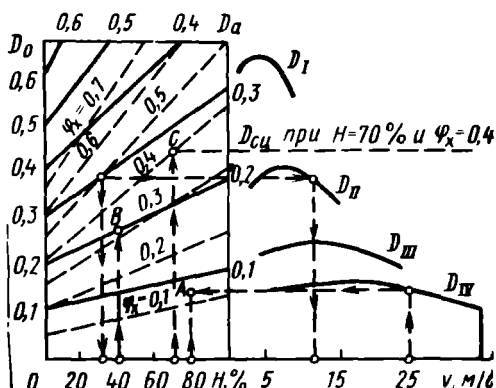


Рис. 17. Динамический паспорт автомобиля

Также можно определить максимальные коэффициент φ и скорость v при известных нагрузке H и коэффициенте φ_x или нагрузку H и скорость v при известных величинах φ_x и φ . Если нагрузка $H = 70\%$ и коэффициент $\varphi_x = 0,4$ (точка С), то коэффициент $\varphi = 0,27$. При таком коэффициенте сопротивления дороги φ автомобиль может двигаться лишь на первой передаче, причем для равномерного движения дроссельная заслонка должна быть прикрыта. Если сопротивление дороги не ограничивает движения автомобиля, то он может двигаться с любой скоростью, вплоть до максимальной (35 м/с). При коэффициентах $\varphi = 0,3$ и $\varphi_x = 0,5$ нагрузка $H = 30\%$, а скорость автомобиля $v = 11,5$ м/с.



§ 15. Разгон автомобиля

Время равномерного движения автомобиля обычно невелико по сравнению с общим временем его работы. Так, при эксплуатации в городах автомобили движутся равномерно всего лишь 15—25% времени. От 30 до 45% времени приходится на ускоренное движение и 30—40% — на движение накатом и торможением.

Показателями динамических свойств автомобиля при неравномерном движении служат ускорение, а также путь и время в опре-

деленном интервале скоростей. Неравномерное движение автомобиля может быть ускоренным или замедленным.

Анализируя процесс разгона, его обычно несколько схематизируют.

Фактический разгон протекает следующим образом (рис. 18, а). Во время трогания автомобиля с места водитель, включив первую передачу, плавно отпускает педаль сцепления и одновременно открывает дроссельную заслонку, увеличивая силу тяги. Ускорение при этом изменяется, как показано штрихпунктирной кривой $O—I$. В точке I дроссельная заслонка открыта полностью,

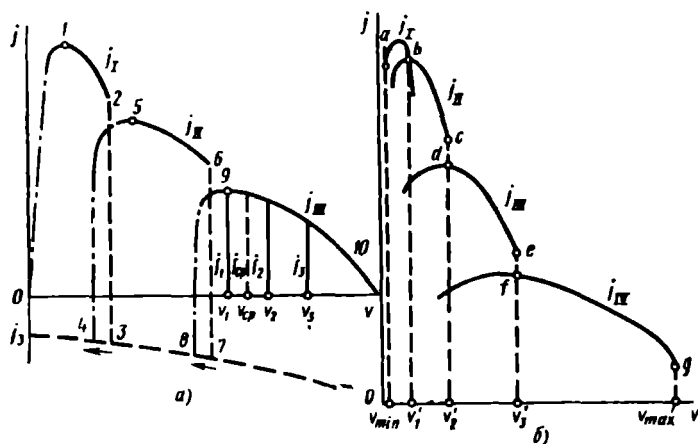


Рис. 18. Графики ускорений:

а — фактический график автомобиля с трехступенчатой коробкой передач;
б — расчетный график автомобиля с четырехступенчатой коробкой передач

двигатель работает с полной нагрузкой и ускорение изменяется по кривой $1—2$. При максимальной скорости автомобиля на первой передаче (точка 2) водитель выключает сцепление, разобщая двигатель и трансмиссию, и автомобиль начинает двигаться замедленно, с отрицательным ускорением j_3 (участок $3—4$). Включив вторую передачу, водитель вновь открывает дроссельную заслонку и ускорение снова плавно увеличивается (кривая $4—5$). Этот процесс повторяется и при переходах на последующие передачи (части $5—6$, $7—8$ и т. д.). Точки 1 , 5 , 9 примерно соответствуют максимальному ускорению. При теоретических расчетах процесс буксования сцепления (кривая $O—I$) пренебрегают, считая, что автомобиль трогается при минимально устойчивой скорости v_{min} (рис. 18, б).

Ускорение при разгоне. Ускорение во время разгона определяют при движении автомобиля по горизонтальной дороге ($i = 0$) с твердым покрытием хорошего качества при максимальном исполь-

зовании мощности двигателя и отсутствии буксования ведущих колес. Ускорение (в м/с^2) находят из выражения (95):

$$j = \frac{D - f}{\delta_{\text{вр}}} g. \quad (102)$$

Наметив на графике динамической характеристики пять-шесть значений скорости, находят соответствующие им значения динамического фактора D и по формуле (102) определяют ускорения j . Коэффициент $\delta_{\text{вр}}$ подсчитывают по формуле (53) или (55). По полученным значениям ускорения и скорости строят график зависимости ускорения от скорости. Примерные значения максимальных ускорений приведены в табл. 6.

Пример. Определить ускорение автомобиля, если его динамический фактор $D = 0,045$, $\delta_{\text{вр}} = 1,08$, а $f = 0,02$.

Решение. Ускорение автомобиля

$$j = \frac{0,045 - 0,02}{1,08} 9,81 = 0,23 \text{ м/с}^2.$$

Время и путь разгона. Время и путь разгона автомобиля можно определить графоаналитическим способом. С этой целью кривую ускорений разбивают на интервалы, как показано на рис. 18, а для движения автомобиля на прямой передаче, и считают, что в каждом интервале скоростей автомобиль разгоняется с постоянным ускорением $j_{\text{ср}}$. Его величину определяют по формуле

$$j_{\text{ср}} = 0,5 (j_1 + j_2), \quad (103)$$

где j_1 и j_2 — ускорения соответственно в начале и в конце интервала скоростей, м/с^2 .

Для повышения точности расчета интервал скоростей берут равным 0,5—1 м/с на первой передаче, 1—3 м/с — на промежуточных и 3—4 м/с — на высшей.

При изменении скорости от v_1 до v_2 среднее ускорение

$$j'_{\text{ср}} = (v_2 - v_1) / \Delta t_1 = \Delta v_1 / \Delta t_1. \quad (104)$$

Следовательно, время разгона в том же интервале скоростей

$$\Delta t_1 = \Delta v_1 / j'_{\text{ср}}. \quad (105)$$

Время разгона в интервале скоростей v_2 — v_3

$$\Delta t_2 = \Delta v_2 / j'_{\text{ср}}. \quad (106)$$

Общее время разгона от минимально устойчивой скорости $v_{\text{мин}}$ до конечной

$$t = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \dots + \Delta t_n. \quad (107)$$

6. Максимальные ускорения автомобилей на различных передачах, м/с^2

Автомобили	Передача	
	первая	высшая
Легковые	2,0—2,5	0,8—1,2
Грузовые	1,7—2,0	0,25—0,5
Автобусы	1,8—2,3	0,4—0,8

По значениям t , определенным для различных скоростей, строят кривую времени разгона, начиная ее со скорости $v_{\min}$, для которой $t = 0$ (рис. 19, а). Для скорости v_2 откладывают значение Δt_1 , для скорости v_3 — значение $(\Delta t_1 + \Delta t_2)$ и т. д. Полученные точки соединяют.

Для определения максимальной интенсивности разгона в расчет вводят максимально возможные при данной скорости ускорения. Поэтому, например, время разгона автомобиля с четырехступенчатой коробкой передач (см. рис. 18, б) определяют в такой последовательности: от скорости $v_{\min}$ до скорости v'_1 по кривой j_I (участок ab), от скорости v'_1 до скорости v'_2 по кривой j_{II}

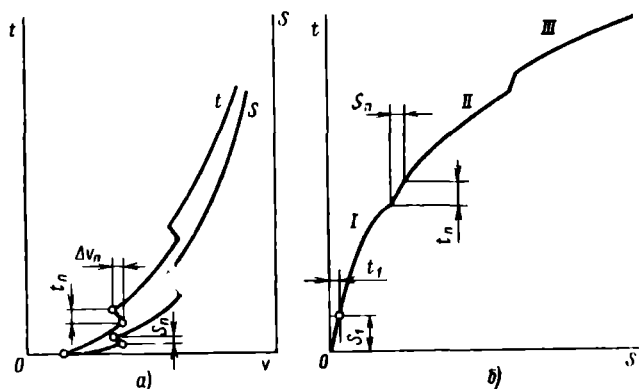


Рис. 19. Параметры разгона автомобиля:

а — графики времени t и пути S разгона; б — график интенсивности разгона

(участок bc), от скорости v'_2 до скорости v'_3 по кривой j_{III} (участок de) и от скорости v'_3 до максимальной скорости $v_{\max}$ по кривой j_{IV} (участок fg). При скоростях v'_1 , v'_2 целесообразно переключать передачи.

Время переключения передач t_n зависит от квалификации водителя, конструкции коробки передач и типа двигателя. У дизелей угловая скорость коленчатого вала уменьшается до угловой скорости холостого хода медленнее, чем у карбюраторных двигателей, из-за больших инерционных масс. Для водителей высшей квалификации характерны значения t_n , приведенные в табл. 7.

Величину Δv_n (рис. 19, а) уменьшения скорости автомобиля во время переключения передач можно определить по формуле, полученной путем решения уравнения движения накатом:

$$\Delta v_n = 9,8 \psi t_n \quad (108)$$

При расчете пути S разгона условно считают, что в каждом интервале скоростей автомобиль движется равномерно со средней

7. Время переключения передач t_n , с

Коробка передач	Двигатель	
	карбюратор- ный	дизель
Ступенчатая без синхронизатора	1,3—1,5	3—4
Ступенчатая с синхронизатором	0,2—0,5	1,0—1,5
Полуавтоматическая	0,05—0,1	0,5—0,8

скоростью $v_{cp} = 0,5 (v_1 + v_2)$. Приращение пути (в м) в каждом из интервалов скоростей

$$\Delta S = v_{cp} \Delta t = \frac{v_{cp} \Delta v}{j_{cp}}. \quad (109)$$

Складывая полученные значения ΔS , строят суммарную кривую S , начиная с той же скорости, с которой строили кривую t . Путь S_n (в м), пройденный автомобилем за время переключения передач, определяют по формуле

$$S_n = v_n t_n = (v_n - 4,7 \psi t_n), \quad (110)$$

где v_n — средняя скорость автомобиля за время переключения передач, м/с; v_n — скорость автомобиля в момент начала переключения передач, м/с.

Пример. Определить время и путь разгона автомобиля от скорости $v_1 = 33$ м/с до скорости $v_2 = 35$ м/с, если соответствующие ускорения равны 0,25 и 0,23 м/с².

Решение. Среднее ускорение

$$j_{cp} = 0,5 (0,25 + 0,23) = 0,24 \text{ м/с}^2.$$

Время разгона

$$t = \frac{35 - 33}{0,24} = 8,3 \text{ с.}$$

Путь разгона

$$S = \frac{33 + 35}{2} 8,3 = 283 \text{ м.}$$

Связь между временем и путем разгона наглядно иллюстрирует *график интенсивности разгона* (рис. 19, б). Для построения этого графика в координатах $t-S$ наносят сначала значения времени t_1 и пути S_1 , соответствующие разгону автомобиля от скорости v_1 до скорости v_2 , затем значения $t_1 + t_2$ и $S_1 + S_2$ для интервала скоростей $v_1 + v_2$ и т. д. После этого полученные точки соединяют плавной кривой.

§ 16. Динамическое преодоление подъемов

Изложенный выше способ определения по динамической характеристике максимального подъема, который может преодолеть автомобиль, пригоден для наиболее тяжелого случая движе-

ния, когда длина подъема велика, и автомобиль, двигаясь равномерно, преодолевает его только за счет силы тяги P_T . Короткие подъемы можно преодолевать, используя также кинетическую энергию, накопленную автомобилем при разгоне. Поэтому подъем, который автомобиль преодолевает с разгона, больше подъема, преодолеваемого им при равномерном движении.

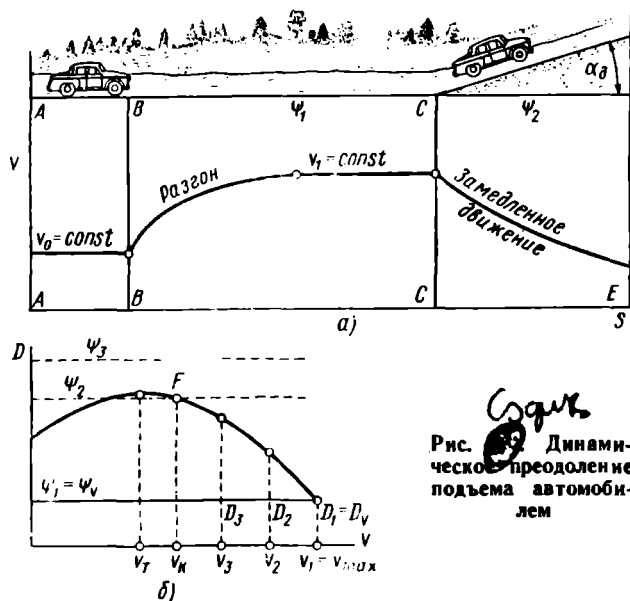


Рис. 20. Динамическое преодоление подъема автомобилем

Рассмотрим схему, показанную на рис. 20, а. Автомобиль движется со скоростью v_0 по участку AB, который характеризуется коэффициентом сопротивления дороги ψ_1 . В точке B начинается разгон, и к началу подъема автомобиль движется со скоростью v_1 . На участке CE, коэффициент сопротивления которого $\psi_2 > \psi_1$, скорость уменьшается.

Для определения максимальной длины подъема считают, что автомобиль приближается к началу подъема со скоростью, максимально возможной на участке AC. Кривую динамического фактора разбивают на участки, как показано на рис. 20, б, и по формуле (102), в которую вместо коэффициента f подставляют значение ψ_2 , определяют замедление, а затем время и путь для каждого интервала скоростей.

Если коэффициент сопротивления дороги на подъеме равен или меньше D_{max} на данной передаче, то конечную скорость автомобиля определяет точка F пересечения линии ψ_2 с кривой D . После того как скорость уменьшится до значения v_K , движение автомобиля станет равномерным.

Если коэффициент сопротивления дороги на подъеме больше $D_{\max}$ и равен, например, ψ_z , то скорость, уменьшаясь, окажется меньше критической v_r и дальнейшее снижение ее сопровождается значительным уменьшением динамического фактора. Чтобы избежать остановки автомобиля, необходимо перейти на низшую передачу. В этом случае при расчете нижний предел скорости ограничивают критической скоростью v_r . Длина подъема, которую автомобиль проходит при снижении скорости до значения v_r , лишь немного отличается от длины пути, в конце которого автомобиль останавливается.

§ 17. Движение автомобиля накатом

Во время эксплуатации автомобиля движение накатом используют весьма часто. Особенное значение этот режим движения имеет в тех случаях, когда необходимы регулярные остановки и последующие разгоны, а также при движении по дорогам с чередующимися подъемами и спусками. При движении накатом двигатель отъединен от трансмиссии, крутящий момент к ведущим колесам не подводится и сила тяги отсутствует. Мощность, затрачиваемая при этом на преодоление трения в трансмиссии, невелика, так как все ее агрегаты работают вхолостую.

Чтобы рассчитать показатели динамичности при накате, напишем уравнение движения автомобиля для этого режима

$$M_a \delta_{ii} j = P_n + P_k + P_v + P_r, \quad (111)$$

где $P_r = M_t/r$ — сила трения в трансмиссии при работе на холостом ходу, приведенная к ведущим колесам, Н.

Если экспериментальных данных нет, то величину силы P_r (в Н) можно определить из эмпирической формулы (7):

$$P_r = (2 + 0,09v) G_a \cdot 10^{-3}. \quad (112)$$

Для решения уравнения (111) в координатах $P-v$ наносят кривые P_r , P_k и P_v , откладывая значения каждой последующей силы вверх от значения предыдущей (рис. 21, а). Определив для нескольких положительных и отрицательных значений уклона i величины силы P_n , наносят их на график в виде горизонтальных линий, причем значения P_n откладывают вверх от оси абсцисс при уклоне $i < 0$ и вниз при уклоне $i > 0$.

Определение показателей динамичности при помощи полученного графика аналогично рассмотренному выше определению их по способу силового баланса. Так, например, максимальную скорость $v_{\max}$ определяют по абсциссе точки пересечения суммарной кривой $P_r + P_k + P_v$ сил сопротивления с прямой P_n , соответствующей данному уклону (например, $v_{\max, A}$ для точки А). Если прямая P_n проходит выше суммарной кривой, то автомобиль движется ускоренно, а если ниже — замедленно.

Приняв в среднем $\delta_n = 1,05$, определим из уравнения (111) замедление (отрицательное ускорение j_3 в м/с^2):

$$j_3 = \frac{P_n + P_k + P_v + P_r}{G\delta_n} g = 9,3 \frac{P_n + P_k + P_v + P_r}{G}. \quad (113)$$

На рис. 21, б показано изменение ускорения при накате автомобиля для различных уклонов $i_1—i_7$ (см. буквы у кривых). Кривые замедления j_3 , соответствующие движению автомобиля на подъемах, горизонтальных участках и на пологих спусках, проходят ниже оси абсцисс. Следовательно, скорость автомобиля

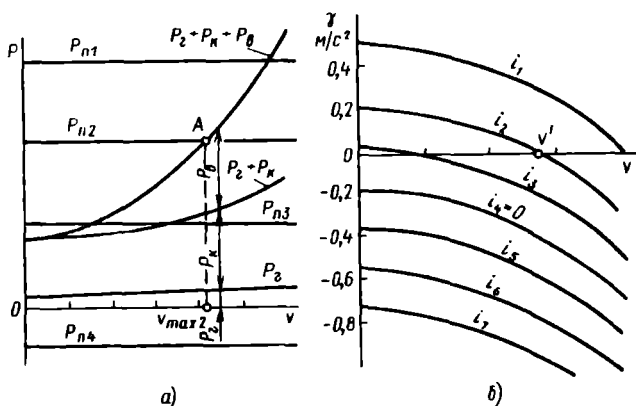


Рис. 21. Параметры движения накатом:

а — силовой баланс автомобиля; б — ускорение автомобиля

при движении его накатом по таким участкам уменьшается. Кривые, характеризующие движение автомобиля на сравнительно крутых спусках, пересекают ось абсцисс при некотором значении скорости. В этих случаях движущие силы уравновешивают силы сопротивления $P_k + P_v + P_r$, вследствие чего автомобиль движется равномерно. Так, на рис. 21, б кривая, соответствующая $i = i_2$, пересекает ось абсцисс в точке, соответствующей скорости v' . Если начальная скорость автомобиля больше v' , то движение накатом по такому участку будет замедленным; если меньше, то ускоренным. Однако как замедленное, так и ускоренное движения продолжаются только лишь до скорости v' , при которой наступает равномерное движение автомобиля. По известным значениям ускорений можно, используя уравнения (105) и (109), определить время и путь движения автомобиля накатом.

В практике для оценки динамичности автомобиля при накате широко используют длину пути выбега (длину пути до остановки автомобиля) — показатель, позволяющий оценивать также и техническое состояние шасси автомобиля. Чем лучше техническое

состояние шасси, тем больше путь выбега. Средние значения пути выбега отечественных автомобилей на горизонтальном участке дороги с твердым покрытием приведены в табл. 8.

8. Пути выбега автомобилей со скорости 14 м/с

Автомобиль	Путь выбега, м	Автомобиль	Путь выбега, м
ВАЗ-966 «Запорожец»	300	ГАЗ-53А	550
«Москвич-412»	450	ЗИЛ-130	600
ГАЗ-24 «Волга»	650	ЛПЗ-695	650
ЗИЛ-114	650	ПАЗ-652	550

Если автомобиль движется с относительно небольшой скоростью, то силы P_b и P_r можно не учитывать. Тогда замедление автомобиля при движении накатом (в м/с²)

$$j_z = \Delta v / \Delta t = 9,3 P_d / G = 9,3 \phi. \quad (114)$$

На основании последнего выражения получена формула (108) для определения уменьшения скорости во время переключения передач. Если начальная скорость автомобиля в момент начала переключения передач равна v_n , то скорость в конце переключения $v_k = v_n - \Delta v_n \approx v_n - 9,3 \phi t_n$. Средняя скорость автомобиля за время t_n

$$v_n = 0,5 (v_n + v_k) = v_n - 4,7 \phi t_n. \quad (115)$$

Таким образом, путь (в м), пройденный автомобилем за время переключения передач,

$$S_n = (v_n - 4,7 \phi t_n) t_n.$$

Полученное выражение представляет собой формулу (110) в развернутом виде.

§ 18. Влияние конструктивных факторов на тяговую динамичность автомобиля

Тяговая динамичность автомобиля зависит от его конструктивных параметров и качества дороги. Из конструктивных факторов наибольшее значение имеют форма скоростной характеристики двигателя, КПД трансмиссии, передаточные числа трансмиссии.

Форма скоростной характеристики. На рис. 22, а показан мощностной баланс одного и того же автомобиля при установке на него двигателей различных типов: карбюраторного (кривая N_1') и дизеля (кривая N_1''). Значения N_{max} и v_N для обоих двигателей приняты одинаковыми. Карбюраторный двигатель имеет более выпуклую характеристику, чем дизель, что обеспечивает ему

больший запас мощности ($N'_3 > N'_2$) при той же скорости, например при v_1 . Следовательно, будет больше преодолеваемое сопротивление или развиваемое ускорение.

КПД трансмиссии. КПД трансмиссии оценивает величину непроизводительных потерь энергии. Уменьшение КПД, вызванное ростом потерь энергии на трение, приводит к уменьшению силы тяги на ведущих колесах. В результате снижается максимальная скорость автомобиля и максимальный коэффициент сопротивления дороги.

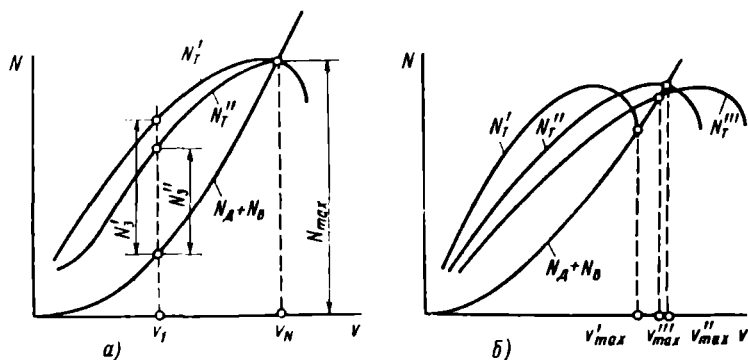


Рис. 22. Мощностной баланс автомобиля:

а — с двигателями различных типов; б — с различными главными передачами

Применение в холодное время года летних трансмиссионных масел, имеющих большую вязкость, приводит к увеличению момента M_T , особенно заметному во время трогания автомобиля с места.

Передаточные числа трансмиссии. От передаточного числа главной передачи в большой степени зависит максимальная скорость автомобиля. На рис. 22, б показан мощностной баланс автомобиля при установке на него трех различных главных передач, причем $u'_{г.л} > u''_{г.л} > u'''_{г.л}$. Абсциссы точек пересечения кривых тяговой мощности N'_T , N''_T и N'''_T с кривой сопротивления движению $N_A + N_B$ определяют значения максимальных скоростей v'_{max} ; v''_{max} и v'''_{max} . Наибольшей является скорость v'_{max} , так как двигатель при этом развивает максимальную мощность и передаточное число $u'_{г.л}$ является оптимальным. Как увеличение, так и уменьшение передаточного числа по сравнению с оптимальным приводит к уменьшению v_{max} .

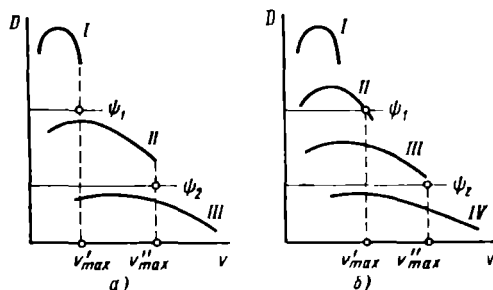
От передаточного числа первой передачи зависит величина максимального сопротивления дороги, преодолеваемого при равномерном движении. Передаточные числа промежуточных ступеней подбирают таким образом, чтобы обеспечить максимальную интенсивность разгона. Этому требованию удовлетворяют соотношения, близкие к геометрической прогрессии:

$$u_1/u_2 = u_2/u_3 = u_3/u_4 = \dots = u_n/u_{n+1}.$$

Увеличение числа передач в коробке улучшает тяговую динамичность автомобиля. На рис. 23 показаны динамические характеристики автомобиля при установке на него трехступенчатой (рис. 23, а) и четырехступенчатой (рис. 23, б) коробок передач. Хотя динамические факторы на первой и последних передачах в обоих случаях одинаковы, однако, сравнивая максимальные скорости на различных дорогах, видим преимущества четырехступенчатой коробки. Так, на дороге, характеризуемой коэффициентом сопротивления ψ_1 , максимальная скорость $v'_{\max}$ автомобиля

Рис. 23. Динамическая характеристика автомобиля:

а — с трехступенчатой коробкой передач; б — с четырехступенчатой коробкой передач; I, II и III — соответственно первая, вторая и третья передачи



с трехступенчатой коробкой меньше максимальной скорости автомобиля, на котором установлена коробка передач с четырьмя ступенями. Соответственно меньше и максимальные скорости $v'_{\max}$ при коэффициенте сопротивления, равном ψ_2 . Таким образом, увеличение числа передач в коробке приводит к росту средней скорости автомобиля. Однако при чрезмерно большом числе ступеней увеличиваются сложность и масса коробки передач и возрастает трудность управления автомобилем. Поэтому число ступеней у легковых автомобилей не превышает четырех, а у грузовых автомобилей и автобусов — пяти-шести.

Тяговая динамичность автомобиля может быть значительно улучшена путем применения *бесступенчатой трансмиссии*. В настоящее время применяют гидромеханическую и электромеханическую трансмиссии. Обе они обеспечивают легкость управления автомобилем, плавность разгона, хорошую проходимость благодаря возможности двигаться с небольшой скоростью $v_{\min}$ и уменьшение динамических нагрузок.

Тяговые характеристики автомобиля с трансмиссиями различных типов показаны на рис. 24. Если бы КПД бесступенчатой трансмиссии был равен КПД механической трансмиссии, то изменение силы тяги характеризовалось бы штриховой кривой. У такого автомобиля сила тяги во многих случаях была бы больше, чем у автомобиля со ступенчатой коробкой передач. Избыток силы тяги обеспечил бы автомобилю лучшую динамичность. Однако КПД существующих бесступенчатых трансмиссий значительно ниже, чем у механических трансмиссий. Сила тяги автомобиля (штрихпунктирная кривая) оказывается меньше значений,

характеризуемых штриховой кривой, что вызывает ухудшение динамичности и топливной экономичности автомобиля.

Масса автомобиля. Повышение массы автомобиля приводит к увеличению силы инерции и сил сопротивления качению и подъему и, как следствие, к ухудшению динамичности автомобиля.

Обтекаемость автомобиля. Для современных легковых автомобилей характерны строгие прямолинейные очертания с плавными переходами, однако нередко зарубежные фирмы в рекламных целях выпускают автомобили с кузовами вычурной формы, имеющими необычный внешний вид и создающими повышенное сопротивление воздуха.

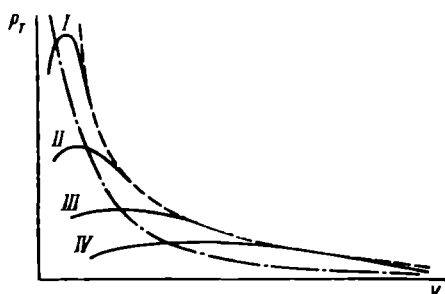


Рис. 24. Тяговая характеристика автомобиля с трансмиссиями различных типов:
I—IV — передачи

Для уменьшения сопротивления воздуха ветровое стекло автомобиля располагают наклонно, а выступающие детали устанавливают так, чтобы они не выходили за внешние очертания кузова. У гоночных автомобилей число выступающих частей уменьшают до минимума, а заднюю

часть кузова делают вытянутой, добиваясь плавного обтекания ее воздухом.

Силу сопротивления воздуха у грузовых автомобилей можно уменьшить, закрыв грузовую платформу брезентом, натянутым между крышей кабины и задним бортом, или используя специальные щитки (обтекатели), уменьшающие завихрения воздуха.

§ 19. Тяговые возможности автопоезда

На дорогах с твердым покрытием, не имеющих крутых и затяжных подъемов, можно существенно повысить производительность грузовых автомобилей, используя их в качестве тягача для буксировки прицепов. При этом количество перевозимого груза увеличивается в 2—3 раза, а средняя скорость движения падает незначительно. Одновременно снижаются и расходы на перевозку 1 т груза.

Применение автопоездов позволяет значительно повысить производительность труда водителей, уменьшив тем самым потребность в них, а также сократить расход топлива и масла. Автопоезда незаменимы при перевозках крупногабаритных и длинномерных грузов (труб, рельсов, бревен, строительных панелей, ферм, балок и т. п.). При использовании прицепов и полуприцепов можно снизить нагрузку на ось, что повысит срок службы дорожного покрытия.

Движение автопоезда связано с увеличением сил сопротивления качению и воздуха. Несовершенство поворотных устройств прицепов и зазоры в сцепных приборах приводят к тому, что траектория движения прицепа или полуприцепа не совпадает с траекторией движения тягача. При движении с большой скоростью возникают угловые колебания прицепов в горизонтальной плоскости, а при изменении скорости тягача — продольные рывки и удары. В результате сила сопротивления качению автопоезда увеличивается непропорционально его весу, так как одновременно с повышением веса растет также и коэффициент сопротивления качению автопоезда:

$$f_{\text{ап}} = (f_a G_a + f_{\text{пр}} G_{\text{пр}}) / (G_a + G_{\text{пр}}), \quad (116)$$

где f_a и $f_{\text{пр}}$ — коэффициенты сопротивления качению соответственно тягача и прицепов; G_a и $G_{\text{пр}}$ — веса соответственно тягача с полной нагрузкой и прицепов.

Коэффициент $f_{\text{ап}}$ особенно увеличивается в результате проскальзывания ведущих колес относительно дороги при возрастании силы тяги. Так, на горизонтальной дороге применение одноосного прицепа увеличивает коэффициент сопротивления качению на 5—10%. На дороге с крутыми подъемами он повышается почти вдвое.

При использовании прицепов повышается также сопротивление воздуха вследствие значительного вихреобразования в воздушных потоках и увеличения поверхности трения. Если расстояние между тягачом и прицепом сравнительно невелико, то коэффициент обтекаемости автопоезда на 8—10% больше, чем у одиночного автомобиля. Если расстояние между тягачом и прицепом равно 50—80 см, то коэффициент обтекаемости увеличивается на 15—17%, а при расстоянии 120—180 см — на 30—35%. В среднем можно считать, что каждый прицеп, имеющий дышло современной конструкции, увеличивает коэффициент обтекаемости автопоезда на 25%.

Для анализа динамичности автопоезда используют его динамическую характеристику с номограммой нагрузок (динамический паспорт автопоезда). Номограмму нагрузок для автопоезда (рис. 25) в отличие от номограммы для одиночного автомобиля строят, принимая за 100% вес тягача с полной нагрузкой. Для определения нагрузки автопоезда вес прицепов с нагрузкой условно суммируют с этим весом тягача.

Динамический фактор автопоезда определяют по формуле

$$D_{\text{ап}} = (P_z - P_b) / G_{\text{ап}} = \psi + \delta_{\text{ап}} / g, \quad (117)$$

где $\delta_{\text{ап}}$ — коэффициент учета вращающихся масс автопоезда.

Приняв для упрощения, что сила $P_b = 0$, для случая равномерного движения автопоезда получим

$$D_{\text{ап}} = P_t / G_{\text{ап}} = \psi. \quad (118)$$

Последнее выражение позволяет найти аналитическую зависимость скорости автопоезда от его веса.

Эффективный крутящий момент карбюраторного двигателя согласно формуле (2)

$$M_e = \frac{N_e}{\omega_e} = \frac{N_M}{\omega_M} \left[1 + \frac{\omega_e}{\omega_N} - \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^2 \right] \quad (119)$$

или

$$M_e = \frac{N_M}{\omega_M} \left[1 + \frac{v}{v_N} - \left(\frac{v}{v_N} \right)^2 \right], \quad (120)$$

где $v_N = \omega_N r / u_{тр}$ — скорость автомобиля при N_{max} .

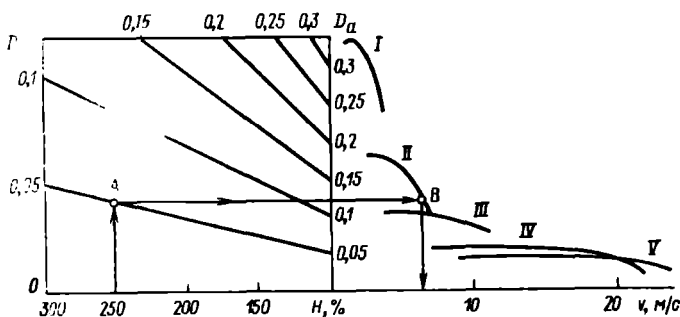


Рис. 25. Динамический паспорт автопоезда:
I — V — передачи

Из формул (118) и (120) имеем

$$P_r = G_{ан} \psi = \frac{N_M}{v_N} \eta_{тр} \left[1 + \frac{v}{v_N} - \left(\frac{v}{v_N} \right)^2 \right]. \quad (121)$$

Раскрывая скобки, после преобразований получаем квадратное уравнение

$$v^2 - v_N v - (G_{ан} A - 1) v_N^2 = 0, \quad (122)$$

где $A = \psi N_N / (N_M \eta_{тр})$.

Из двух корней этого уравнения практический смысл имеет корень с положительным значением радикала

$$v = v_N (0,5 + \sqrt{1,25 - A G_{ан}}). \quad (123)$$

Расчеты движения автопоезда с помощью его динамического паспорта аналогичны расчетам, рассмотренным выше для одиночного автомобиля. Так, автопоезд, вес которого в 2,5 раза больше веса одиночного автомобиля, может двигаться по дороге, характеризуемой коэффициентом $\psi = 0,05$ (точка A на рис. 25), лишь на второй передаче (точка B) со скоростью приблизительно 6 м/с.

На хорошей дороге скорость автопоезда, состоящего из грузового автомобиля и прицепа, снижается по сравнению с одиноч-

ным грузовым автомобилем примерно на 10%. Однако производительность автопоезда при этом на 40—50% больше производительности одиночного автомобиля.

Контрольные вопросы

1. Охарактеризуйте методы силового и мощностного балансов и динамической характеристики.
2. От чего зависят величины динамических факторов, определенные по условиям тяги и сцепления?
3. Что такое динамический паспорт автомобиля и как его применяют для решения эксплуатационных задач?
4. Как определить ускорение автомобиля, время и путь его разгона? Каковы примерные максимальные ускорения для автомобилей разных типов?
5. Каковы способы расчета показателей динамичности автомобиля при накате и динамическом преодолении подъема?
6. Охарактеризуйте влияние конструктивных факторов на тяговую динамичность автомобиля.
7. Назовите основные измерители тяговой динамичности автомобиля.
8. Каковы преимущества и недостатки автопоездов?

ЗАДАЧИ

Задача 1. Определить мощность, развиваемую двигателем автомобиля весом 40 000 Н, при равномерном движении со скоростью 20 м/с по дороге, характеризующейся коэффициентом сопротивления $\psi = 0,035$. Фактор обтекаемости автомобиля $W_b = 3,0 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^2$, а потери мощности в трансмиссии $N_{\text{тр}} = 7 \text{ кВт}$.

Задача 2. Какую мощность должен развивать двигатель автомобиля, рассмотренного в предыдущей задаче, если в тех же условиях автомобиль может двигаться с ускорением $j = 0,5 \text{ м/с}^2$? Коэффициент учета вращающихся масс $\delta_{\text{вр}} = 1,1$.

Задача 3. Автобус на дороге с асфальтобетонным покрытием хорошего качества ($f = 0,018$) развивает ускорение $0,3 \text{ м/с}^2$. Определить угол подъема дороги, который может быть преодолен автомобилем, если его динамический фактор $D = 0,05$, а коэффициент учета вращающихся масс $\delta_{\text{вр}} = 1,07$.

Задача 4. Какой максимальной скорости может достичь автомобиль весом 10 000 Н на горизонтальной дороге удовлетворительного качества ($\psi = 0,022$), развивая силу тяги $P_T = 9400 \text{ Н}$, если его фактор обтекаемости $W_b = 0,8 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^2$?

Задача 5. Для движения автомобиля с постоянной скоростью необходима тяговая мощность $N_T = 45 \text{ кВт}$. Какова при этом степень использования мощности, если эффективная мощность двигателя $N_e = 83 \text{ кВт}$, а КПД трансмиссии $\eta_{\text{тр}} = 0,82$.

Задача 6. Грузовой автомобиль, двигаясь равномерно по дороге, характеризующейся коэффициентом сопротивления качению $f = 0,05$, может преодолеть подъем, уклон которого равен 0,25. Какова максимальная величина уклона при буксировке прицепа, вес которого равен половине веса автомобиля при неизменной силе тяги и скорости.

Глава IV

ИСПЫТАНИЯ АВТОМОБИЛЯ НА ДИНАМИЧНОСТЬ

§ 20. Виды и методы испытаний.

Во время испытаний автомобиля на динамичность определяют минимальную устойчивую и максимальную скорости движения, максимальное ускорение, время и путь разгона, выбег, а также силу тяги на колесах.

Динамические испытания делятся на *дорожные* и *стендовые*.

Дорожные испытания наиболее полно отражают реальные эксплуатационные условия, но точность их невысока.

На стендах создаются стабильные условия испытаний, применяются аппаратура, автоматически обрабатывающая результаты измерений во время эксперимента. Стендовые испытания можно проводить в любое время года. Однако на стендах трудно, а в некоторых случаях невозможно воспроизвести эксплуатационные условия движения. Поэтому дорожные и стендовые испытания дополняют друг друга.

Перед проведением любых испытаний определяют весовые показатели автомобиля и коэффициенты сопротивления качению и сцепления шин с дорогой.

Непосредственно перед началом испытаний все агрегаты автомобиля следует прогреть, что достигается при его пробеге в течение 0,5—1 ч. В период испытаний температуру охлаждающей среды и масла поддерживают в установленных пределах. Температура воздуха должна быть в пределах 5—25° С, скорость ветра не более 3 м/с. Испытания проводят на ровном горизонтальном участке дороги с асфальтобетонным покрытием.

Минимальную устойчивую скорость автомобиля определяют на двух последовательных участках по 100 м каждый с расстоянием между ними 200—300 м. До въезда на первый участок скорость движения автомобиля уже должна быть постоянной. На промежуточном участке скорость увеличивают до 5—7 м/с путем резкого открытия дроссельной заслонки. Перед входом на второй участок скорость опять снижают.

Максимальную скорость автомобиля определяют при прохождении участка (обычно длиной 1 км) на высшей передаче с полностью открытой дроссельной заслонкой. Для улучшения обтекаемости в период заезда вентиляционные люки и окна должны быть закрыты. Заезд ведут в двух противоположных направлениях

Скорость, которую автомобиль развивает после разгона с места с переключением передач и при полном открытии дроссельной заслонки, определяют на горизонтальном участке длиной 400 м, где автомобиль должен двигаться с постоянной скоростью после разгона на пути длиной 1600 м.

Преимущество автомобиля определяют при разгоне с места и с хода. Разгон с места с переключением передач ведут при полном открытии дроссельной заслонки до достижения требуемой скорости. Разгон на различных передачах производят с заданной начальной скорости до максимальной. При движении на прямой передаче проводят также испытания на преимущество автомобиля путем резкого разгона с начальной скорости 4 м/с до скорости, составляющей 80% максимальной на этой передаче.

§ 21. Аппаратура для дорожных испытаний автомобиля

Прибор для измерения скорости. Скорость автомобиля измеряют тахогенератором, установленным непосредственно на колесе автомобиля или на «пятом» прицепном измерительном колесе. Конструкция пятого колеса с тахогенератором показана на рис. 26, а и б.

Тахогенератор переменного тока состоит из корпуса, внутри которого закреплены башмаки с секционированными обмотками, соединенными последовательно, и магнитного якоря.

Колесо 3 установлено на оси 16, закрепленной на вертикальной платформе 7, которая связана с дышлом 2. Оно прижимается пружиной 4 к дороге. С автомобилем колесо соединено при помощи основания 6. На оси 1 свободно вращается втулка с кронштейном 5. Дышло 2 может совершать угловые колебания в вертикальной плоскости.

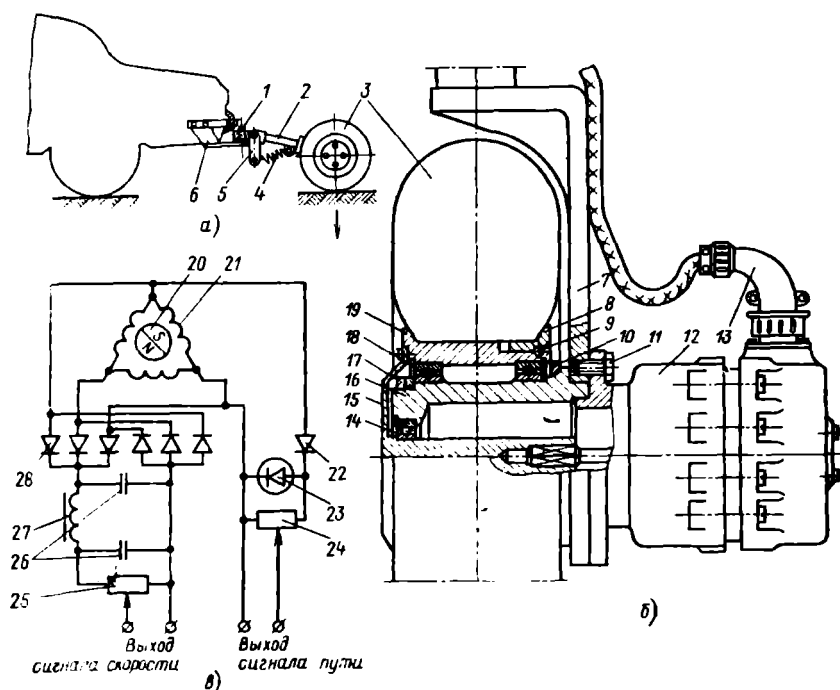
Подшипники 18 впрессованы в диск 19 колеса 3, фиксируемого запором 8, который удерживается от осевых смещений стопорным кольцом 9. Подшипники от перемещений в осевом направлении удерживают гайки 17. От пыли и грязи подшипники защищены сальником 10.

К платформе 7 болтами 11 крепится тахогенератор 12. Вращение якорю тахогенератора передается от диска колеса через валик, связанный с крышкой 15 и установленный в оси 16 на подшипнике 14. Вывод электрического напряжения осуществляется кабелем, подключаемым к тахогенератору посредством штепсельного разъема 13.

При вращении якоря 20 (рис. 26, в) в секциях обмотки 21 возникает электрическое напряжение, сдвинутое по фазе в каждой обмотке на 120° . Амплитуда и частота этого напряжения зависят от частоты вращения якоря. В определенных пределах зависимость выходного напряжения от частоты вращения якоря линейна. Переменный ток тахогенератора выпрямляется шестью полупроводниковыми диодами 28, которые одним выводом попарно-встречно подключены к выводам секций, а другими одноименными концами соединены по три вместе. На выходе выпрямителя формируется постоянное, но пульсирующее напряжение. Это напряжение фильтруется фильтром, состоящим из катушки индуктивности 27 и двух конденсаторов 26. Пульсации напряжения во

внешней цепи вследствие зарядно-разрядного процесса в фильтре уменьшаются по сравнению с пульсациями на входе.

Для регулировки напряжения, подаваемого на регистрирующий прибор, на выходе фильтра включен потенциометр 25. От общего провода фильтра и движка потенциометра выходное напряжение подается на регистратор. При большом сопротивлении потенциометра—регулятора амплитуды выходного сигнала



Д 974

Рис. 26. Элементы прибора для определения скорости автомобиля и пройденного им пути:

a — установка пятого колеса на автомобиле; *б* — схема привода тахогенератора от пятого колеса; *в* — измерительная схема формирования электрических сигналов скорости и оборотов колеса

конденсаторы 26 фильтра разряжаются во внешнюю цепь медленно. Это может привести к тому, что после остановки автомобиля конденсаторы еще сохраняют заряд и регистрирующий прибор будет фиксировать какое-то напряжение. Поэтому для каждого конкретного испытания параметры тахогенератора, емкостей фильтра и сопротивления нагрузки должны быть тщательно согласованы. Это позволит уменьшить постоянную времени фильтра и избежать ошибок при регистрации скорости движения автомобиля.

При каждом обороте якоря тахогенератора в каждой из его обмоток возникают электрические синусоидальные импульсы,

сдвинутые по фазе. К одной из фазовых обмоток тахогенератора подключают полупроводниковый диод 22, вследствие чего в выходной цепи возникают импульсы тока, амплитуда которых зависит от угловой скорости вращения якоря. Для формирования импульсов постоянной амплитуды выходную цепь диода шунтируют полупроводниковым стабилизирующим диодом 23 (стабилитроном). Параллельно стабилитрону подключают потенциометр 24, служащий делителем напряжения для регулировки амплитуды выходного сигнала. На выходе такой схемы образуются электрические импульсы (один импульс за оборот якоря) прямоугольной формы, которые могут быть поданы на регистрирующий прибор для записи.

Если колесо автомобиля вращается с большой угловой скоростью, то частота следования импульсов велика, подсчитать их на осциллограмме практически невозможно. В этом случае импульсы записывают не за каждый оборот колеса, а через оборот с помощью релейного или триггерного делителя.

Акселерометр. Линейные ускорения автомобиля измеряют акселерометрами—датчиками (рис. 27), имеющими инерционную массу 3, установленную в корпусе 1 на пружинах 2, и пневматический демпфер, состоящий из цилиндра 7, соединенного с корпусом, и поршня 8. С инерционной массой жестко связан движок 4 потенциометра 6.

Если автомобиль движется без ускорения, натяжение пружин 2 одинакового и инерционная масса 3 находится в среднем положении. Если автомобиль движется с ускорением, направленным вдоль измерительной оси AB , то инерционная масса смещается, растягивая пружины. Смещение массы при постоянном ускорении, пропорциональное этому ускорению, вызывает перемещение движка потенциометра 6, вследствие чего изменяется величина электрического сигнала на выходе.

Мостовые измерительные схемы для акселерометра состоят из двух потенциометров 5 и 6. Потенциометр 5 служит для балансировки измерительного моста при нейтральном положении инерционной массы. На крайние точки потенциометров подается питание от батарей, а с движков снимается выходной электрический сигнал.

Прибор для определения крутящего момента. При определении силы тяги измеряют крутящий момент на полуоси ведущего моста. Под действием момента полуось скручивается, при этом угол

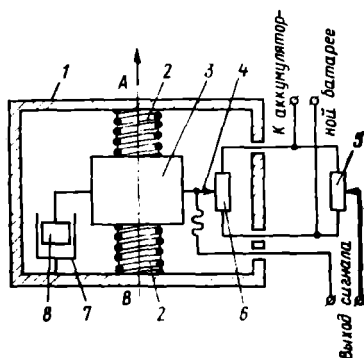


Рис. 27. Схема акселерометра для измерения линейных ускорений автомобиля

закручивания пропорционален приложенному крутящему моменту. Для измерения крутильной деформации применяют тензометрические датчики (тензодатчики).

Механические деформации преобразуются в электрический сигнал при помощи тензодатчика, представляющего собой проволочную решетку (рис. 28, а), наклеенную на бумажную подложку. К концам решетки припаяны выводы для включения датчика в измерительную схему. Датчики δ , приклеиваемые к испытуемой полуоси, как показано на рис. 28, г, испытывают крутильные деформации. Один из тензодатчиков, направление петель решетки которого совпадает с винтовой линией закручивания полуоси, растягивается и его сопротивление увеличивается. Сопротивление другого тензодатчика, который сжимается, уменьшается. Отношение изменения сопротивления тензодатчика к изменению длины проводника в зависимости от материала проволоки (нихром, константан, адванс, элинвар) равно 1,9—3,5. Величина электрического сигнала, получаемого от тензодатчика, мала, и выходной сигнал перед подачей на измерительное или регистрирующее устройство нужно усилить.

Тензодатчик подключают ко входу усилителя по мостовой схеме. Тензометрический мост питается переменным током с высокой несущей частотой. Схему моста составляют так, чтобы использовать изменение сопротивлений одного, двух или четырех тензодатчиков моста, который работает как модулятор. Несущей частотой f_n является частота тока питания, а модулирующей f_m — частота изменения сопротивления тензодатчиков. Для нормальной работы тензометрического прибора необходимо, чтобы $f_n/f_m = (2 \div 30)$. Практически $f_n/f_m \approx 10$.

У большей части тензометрической аппаратуры несущая частота находится в пределах 3—8 или 30—50 кГц. Такая высокая частота тока питания тензодатчиков позволяет исследовать детали автомобиля при высоких частотах изменения нагрузки. Напряжение высокой частоты, необходимое для питания тензодатчиков, вырабатывает специальный электронный генератор (ламповый или полупроводниковый).

Блок-схема аппаратуры для проведения статических и динамических тензометрических исследований показана на рис. 28, б. Мостовая схема M , составленная из тензодатчиков, питается от высокочастотного генератора G . Амплитудно-модулированные колебания подаются на усилитель переменного тока U и далее на фазочувствительное устройство $\Phi Ч У$, которое питается также от генератора G . В фазочувствительном устройстве выделяется огибающая амплитудно-модулированного сигнала и подавляется несущая высокая частота. После фильтрации в фильтре Φ измеряемый электрический сигнал поступает на индикатор I или регистрирующее устройство (осциллограф или самописец). Питание усилителя и генератора осуществляется от блока питания $Б П$, включаемого в электрическую сеть. При проведении дорожных

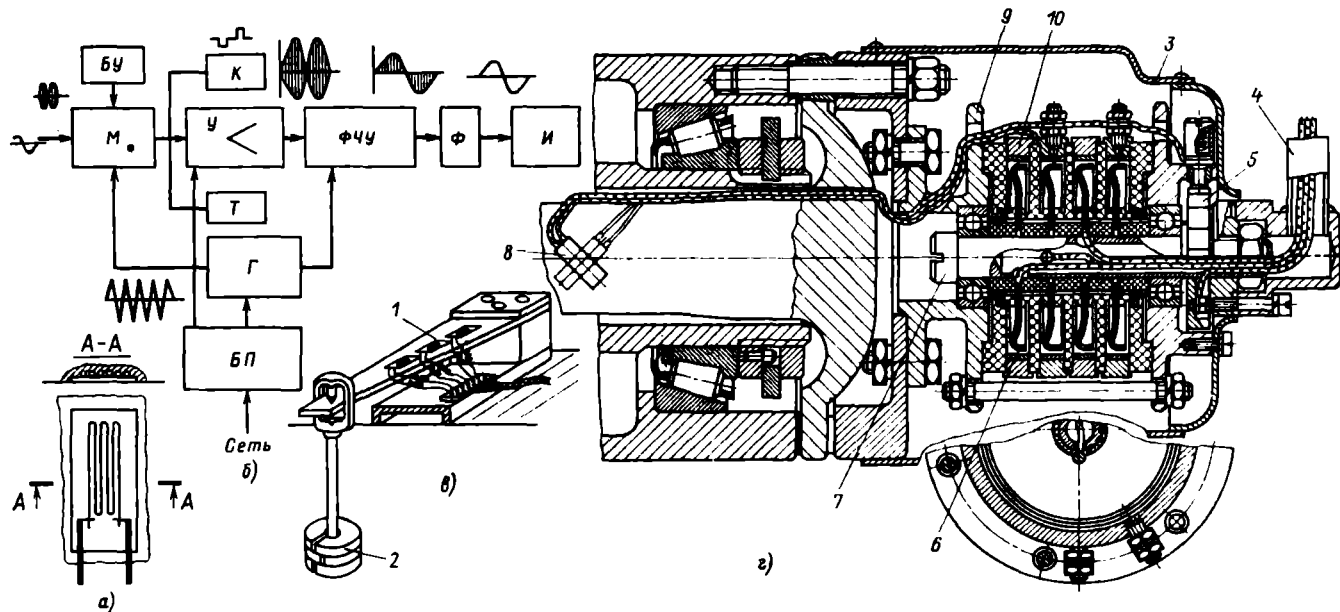


Рис. 28. Элементы прибора для определения крутящего момента на полуоси:

а — тензодатчик; б — блок-схема тензометрического усилителя; в — тарировочный стенд для тензодатчиков; г — токосъемное устройство для вывода электрического сигнала с тензодатчиков, установленных на полуосях автомобиля

испытаний напряжение питания для блока *БП* получают от преобразователя, преобразующего напряжение постоянного тока 24 В в напряжение 220 В при частоте 50 Гц. Для балансировки тензометрических мостовых схем входные элементы снабжаются балансными элементами *БУ*. В современную тензометрическую аппаратуру входят также устройства для калибровки *К* и тарировки *Т* измерительных каналов. Те и другие предназначены для регулировки и контроля чувствительности и нумерации кривых записи непосредственно во время эксперимента или в лабораторных условиях.

Калибровочные устройства вызывают разбаланс мостовой схемы и контролируют выходной сигнал, амплитуда которого меняется регулятором коэффициента усиления, устанавливаемым в нужную позицию при тарировке.

Перед проведением тензометрических измерений, перед калибровкой или тарировкой производят балансировку тензометрической мостовой схемы.

Для построения тарировочной характеристики тензонизмерительной аппаратуры желательно применять метод непосредственной тарировки, когда исследуемую деталь нагружают с помощью специальных устройств нагрузками, под которыми она будет находиться в реальных условиях, и при этом регистрируют амплитуду выходного сигнала тензоусилителя. Однако метод непосредственной тарировки не всегда приемлем, и тогда прибегают к косвенному методу. В этом случае подбирают тензодатчики с одинаковыми базой и сопротивлением для двух мостовых схем. Один из мостов наклеивают непосредственно на испытываемую деталь, а другой — на тарировочную балку (балку равного сопротивления), которую желательно изготовлять из того же материала, что и исследуемая деталь (рис. 28, а). Балку *1* нагружают вертикальной силой — гирями *2* и на основании расчетных данных и показаний регистрирующего прибора строят графики зависимости амплитуды выходного сигнала от деформации или приложенной силы. Эти графики в дальнейшем используют для расшифровки данных, полученных при испытании детали автомобиля, т. е. для определения действительных деформаций или сил, действующих на деталь автомобильного агрегата.

В зависимости от формы нагружения детали на нее может быть наклеено один, два или четыре тензодатчика. Для получения наивысшей чувствительности при двух датчиках один из них должен работать на растяжение, а другой на сжатие. При наклеивке на деталь четырех тензодатчиков на растяжение и сжатие работают по два датчика.

Для снятия сигнала с тензодатчиков, установленных на полуоси автомобиля, применяют торцовые токосъемники. На рис. 28, а показан ртутный токосъемник с корпусом, состоящим из двух частей: вращающейся наружной *9* и неподвижной внутренней — сердечника *7* с шарикоподшипниками между ними. На сердеч-

нике 7 с помощью пластмассовых втулок закреплены медные диски 6, к каждому из которых припаян провод. Провода от дисков проходят по полюму реактивному рычагу 4. Между дисками установлены перегородки из изоляционного материала и кольца 10 с медными втулками, к которым подведены проводники от тензодатчиков. Пространство каждой секции заполнено ртутью, проводящей ток от подвижного контакта (втулки) к неподвижному (диску). В рассматриваемом токосъемнике установлено также контактное устройство 5 для отметки чисел оборотов колеса на регистраторе. Весь токосъемник защищен от пыли кожухом 3.

Регистрирующие приборы. Для регистрации исследуемых параметров при дорожных и стендовых испытаниях автомобиля применяются шлейфовые осциллографы или самописцы. Наиболее приемлемы самописцы типа Н-320. Они выпускаются одно-, трех- и девятиканальными (Н-320-1, Н-320-5 и Н-320-9).

Электрические сигналы от датчиков или измерительных схем записываются специальными чернилами на бумаге с помощью трубчатого пера — стрелки гальванометра. Стрелка приводится в движение силовой магнитоэлектрической системой (рис. 29, а). С рамкой 4 гальванометра, представляющей собой каркас, на котором намотана тонкая изолированная проволока, связана стрелка 8, поворачивающаяся вместе с рамкой вокруг сердечника 2. К рамке крепятся пружины 1, служащие токопроводами. Конец верхней пружины прикреплен к рычагу, служащему для изменения начального положения стрелки (установки нуля). Рамка размещается между полюсами 3 постоянного магнита. При протекании тока по рамке сила, пропорциональная напряженности магнитного поля магнита и силе тока в рамке, поворачивает ее на некоторый угол. Рычаг поворачивают винтом 13.

На оси 14 рамки 4 установлена чернильница 11 на зажиме 12, к которой на кронштейне прикреплена стрелка 8 в виде тонкой капиллярной трубки, опирающейся на диаграммную бумагу. Арретир 7 служит для подъема стрелки, а винт 9 — для регулировки силы прижатия ее к бумаге.

Узел измерительного механизма самописца сменный, что позволяет использовать механизмы различной чувствительности. Он закрепляется винтом 6 в направляющей 5. Для удобства смены механизма он снабжен специальным держателем 10.

В отличие от шлейфовых осциллографов, многие из которых выпускаются на напряжение 24 В, самописцы питаются напряжением 127—220 В при частоте 50 Гц. Бумажная лента самописца приводится в движение через редуктор, обеспечивающий следующие скорости перемещения ленты: 0,02; 0,1; 0,2; 0,5; 1; 2; 5; 10; 50 мм/с. Изменение скорости протяжки осуществляется переключением шестерен редуктора с помощью кнопок управления.

Ширина бумажной ленты на самописцах зависит от числа каналов. Так, для одноканального самописца Н-320-1 применяется бумажная лента шириной 100 мм, для трехканального

(рис. 29, б) — лента шириной 290 мм. Ширина записи у этих приборов 80 мм. Для самописцев Н-320-5 и Н-320-9 используется лента шириной соответственно 290 и 520 мм, ширина записи у них 50 мм.

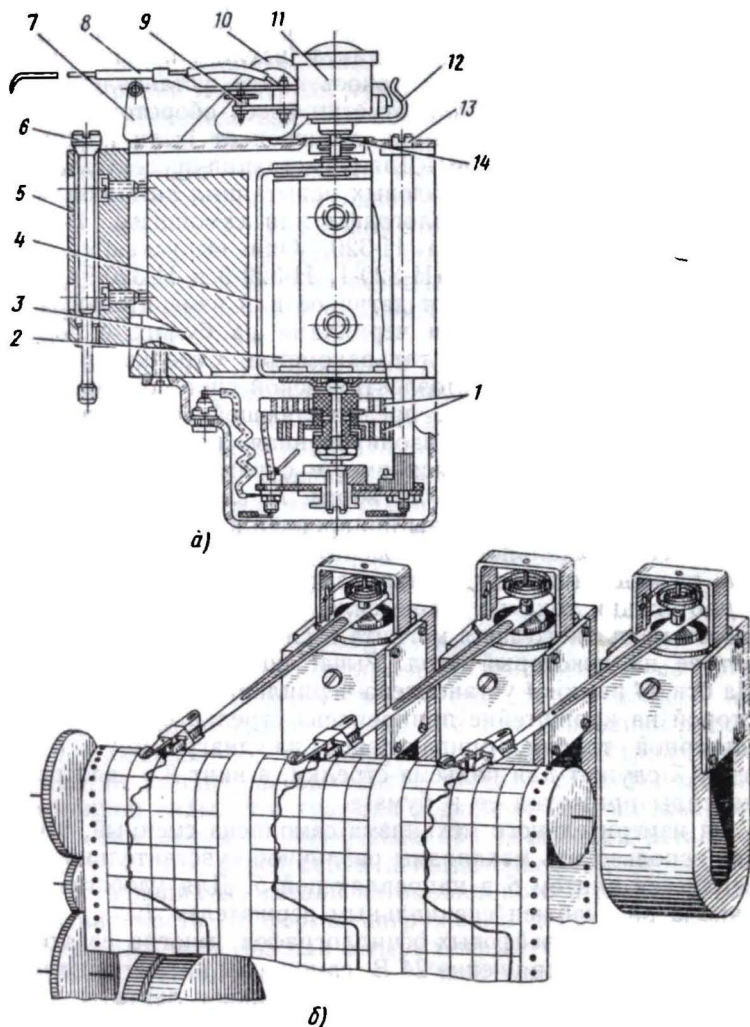


Рис. 29. Регистрирующий прибор:

а — устройство сменного гальванометра самописца; б — трехканальный самописец

Каждый самописец имеет канал записи меток времени, выполненный в виде электромагнитного реле с чернильницей, установленной на якоре. Чернильница снабжена капиллярной стрелкой — пером, аналогичным стрелке измерительного механизма.

На электромагнит подаются электрические импульсы от датчика времени. Отметчик включается через реле $K1$ (рис. 30), а питается от общего автотрансформатора самописца. На подающей катушке лентопротяжного механизма установлен кулачок, замыкающий контакты $S2$ сигнализатора конца бумаги.

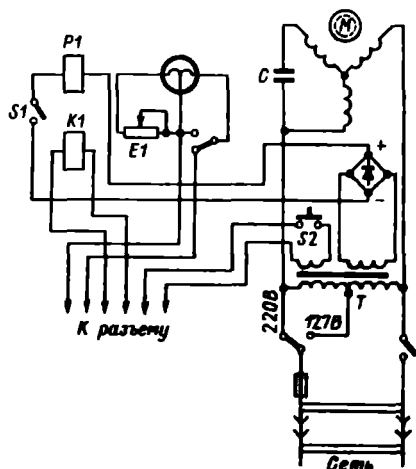
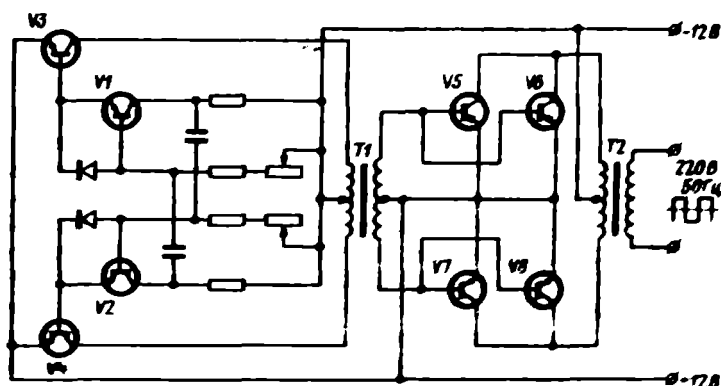


Рис. 30. Электрическая схема самописца и преобразователя напряжения:

$K1$ — реле отметчика времени; $P1$ — отметчик времени; $E1$ — регулятор чувствительности гальванометра; M — двигатель лентопротяжного механизма; C — конденсатор; $T1$ и $T2$ — трансформаторы; $S1$ и $S2$ — контакты; $V1$ — $V8$ — транзисторы



В качестве источника переменного тока частотой 50 Гц для самописца применяют преобразователи напряжения — электро-механические (униформеры) и электронные. Электро-механические преобразователи из-за низкого КПД, большой массы и шума находят ограниченное применение. Чаще используются электронные преобразователи.

Типовая схема преобразователя показана внизу на рис. 30. Генератор, собранный на транзисторах $V1$ и $V2$, создает колебания прямоугольной формы частотой 50 Гц, которые затем усиливаются буферным каскадом, собранным на транзисторах $V3$ и $V4$. Трансформатор $T1$ управляет двухтактным усилителем мощности,

выполненным на транзисторах *V5—V8*. Для управления усилителем мощности в 100 Вт буферный каскад должен обеспечивать мощность 1—2 Вт. Трансформатор усилителя мощности *T2* повышающий. Триоды преобразователя работают в режиме ключа, и поэтому форма выходного напряжения близка к прямоугольной. Для приближения формы кривой к синусоидальной последовательно с нагрузкой, подключаемой к трансформатору преобразователя, включают конденсатор.

В качестве датчиков меток времени обычно используют электроконтактные часы МЧ-62, замыкающие через определенные промежутки времени электрические цепи питания отметчиков времени самописца. Схема электроконтактных часов показана на

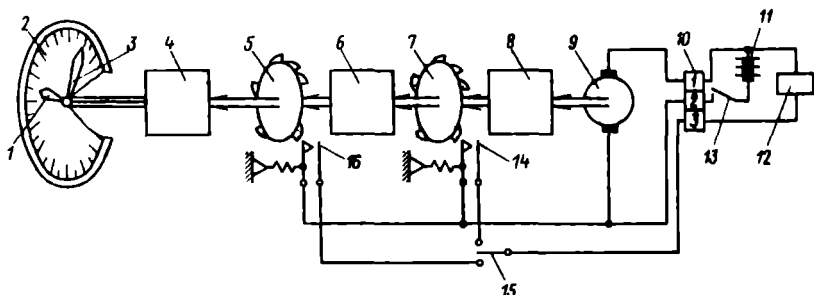


Рис. 31. Схема электроконтактных часов МЧ-62

рис. 31. Якорь электродвигателя 9 вращается с постоянной угловой скоростью, равной 480 рад/с. Постоянство частоты обеспечивается электроцентробежным регулятором с термокомпенсатором. Вал якоря связан с входным валом редуктора 8, на выходном валу которого установлен кулачковый диск 7, периодически замыкающий контакты 14. С валом диска 7 соединен входной вал редуктора 6 с передаточным числом, равным 10. На выходном валу редуктора 6 также имеется кулачковый диск 5, воздействующий на контакты 16 и периодически замыкающий их. Частота замыкания контактов 16 (1 Гц) в 10 раз меньше частоты замыкания контактов 14. Частоту регистрации выбирают с помощью переключателя 15.

Оконечный редуктор 4, связанный с валом диска 5, имеет два выходных вала, один из которых полый. В полой валу расположен другой вал. На концах валов закреплены стрелки 1 и 3, перемещающиеся по циферблату 2.

На каждом из дисков 5 и 7 расположено по пять кулачков. Для удобства ручной расшифровки зарегистрированных записей между четвертым и пятым кулачками установлен еще один. Таким образом, в период пятого импульса происходит двойное замыкание цепи. Отметчик времени 12 подключают к часам через разъем 10. Питание электродвигателя и отметчиков осуществляется от аккумуляторной батареи 11 при выключении тумблера 13.

На рис. 32, а показана осциллограмма — пример записи разгона автомобиля с переключением передач (участок АВ), движения с постоянной скоростью (участок БВ), движения накатом (участок ВГ) и торможения (участок ГД). В верхней части осциллограммы нанесены отметки времени, а в нижней — импульсы оборотов колеса автомобиля.

При расшифровке осциллограммы процесса разгона или выезда автомобиля определяют численные значения действительной

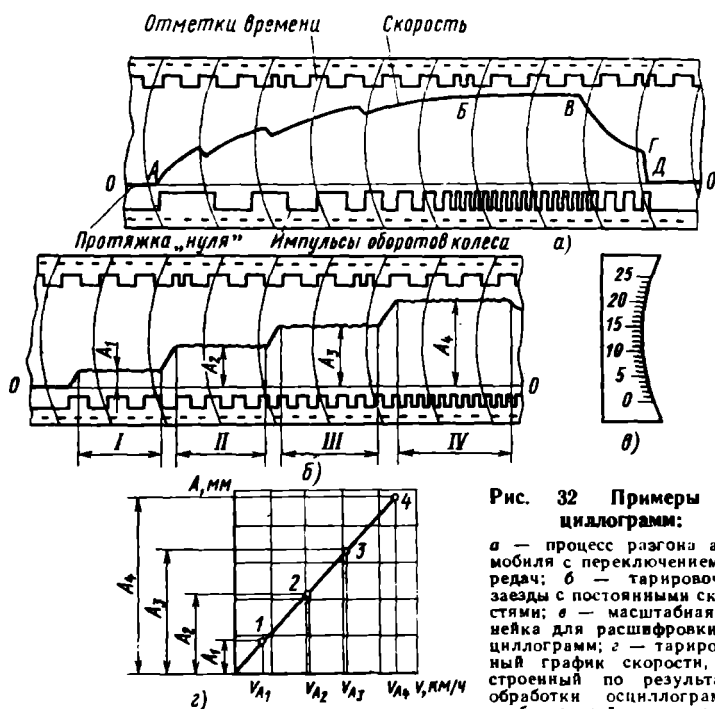


Рис. 32 Примеры осциллограмм:

а — процесс разгона автомобиля с переключением передач; б — тарировочные заезды с постоянными скоростями; в — масштабная линейка для расшифровки осциллограмм; г — тарировочный график скорости, построенный по результатам обработки осциллограммы, изображенной на рис 6

скорости движения автомобиля (в км/ч или м/с) по отклонениям графика в миллиметрах от базовой (нулевой) линии 00. Для этого предварительно строят тарировочный график (рис. 32, г). Перед заездом включают самописец и записывают линию, соответствующую нулевой скорости, от которой в дальнейшем производят отсчет. Затем разгоняют автомобиль до некоторой скорости (обычно 10—15 км/ч) и в течение 4—8 с выдерживают эту скорость постоянной (участок I осциллограммы на рис. 32, б, отстоящий от нулевой линии на некотором расстоянии A_1). Одновременно записывают импульсы оборотов колеса и отметки времени. Запись скорости проводят несколько раз и на ленте записывается ступенчатая линия I—II—III—IV с амплитудами A_1, A_2, A_3 и A_4 . После окончания записи определяют масштаб импульсов пути.

Для этого на протектор шины наносят мелом поперечную линию и автомобиль прокатывают по дороге так, чтобы колесо совершило 5—6 оборотов. На дороге остаются меловые отпечатки. Измерив расстояние между крайними отпечатками и разделив его на число оборотов колеса, определяют длину окружности колеса в метрах, которой соответствует расстояние между передними фронтами импульсов оборотов, записанных на осциллограмме. На каждом из участков I, II, III и IV подсчитывают число оборотов колеса автомобиля и меток времени.

По числу импульсов оборотов колеса определяют пройденный путь, а разделив его на число импульсов времени, находят скорость движения автомобиля.

Амплитуды отклонения $A_1 \dots A_4$ от нулевой линии OO определяют с помощью мерной линейки (рис. 32, а) отсчетной шкалой, выполненной по дуге, радиус которой равен длине пера самописца.

При построении тарировочного графика (рис. 32, б) по оси ординат откладывают амплитуды (в мм), отсчитанные по мерной линейке, а по оси абсцисс — скорости (в км/ч), определенные для каждого участка движения. Через эти точки проводят линию, которая при линейной характеристике тахогенератора будет прямой. Тарировочный заезд проводят несколько раз и график строят по осредненным значениям зарегистрированных скоростей.

§ 22. Определение коэффициента сопротивления качению

Коэффициент сопротивления качению определяют на стенде, показанном на рис. 33. Испытуемое колесо 12 устанавливают в вилке 4, прижимаемой с помощью гидроцилиндра 11 к беговому барабану 3. Гидроцилиндр расположен на платформе 7, удерживаемой стойками 10. Между платформой и опорой 9 размещен датчик 8, с помощью которого измеряют силу прижатия колеса к барабану. Вилка 4 удерживается стойкой 5, входящей в направляющую 6, установленную на внешней поверхности гидроцилиндра. Вращение колеса осуществляется от электродвигателя 17; его выходной вал связан с валом колеса карданной передачей 13 и динамометрической муфтой 16. Между муфтой и карданной передачей расположена опора 14. Реактивный момент от корпуса муфты, возникающий вследствие трения в подшипниках, воспринимается рычагом 15.

Тормозной момент, прикладываемый к валу барабана, создается тормозным генератором 18, выходной вал которого соединен динамометрической муфтой 19 с валом бегового барабана 3. Вал барабана опирается на подшипники 2, размещенные в стойках 1. Рычаг 20 удерживает корпус динамометрической муфты 19 от проворота. Принцип действия динамометрической муфты основан на измерении магнитной проводимости зазоров между зубьями втулок 21, 23 и 24, установленных на торсионе 22 и имеющих

возможность относительного углового смещения при его закручивании.

Работа датчика 8 силы основана на измерении изменения магнитной проводимости ферромагнитного материала, подвергающегося сжатию или растяжению. При установившемся качении колеса справедливо следующее уравнение:

$$M_{\tau} - M_k = M_0 / u_{\text{бк}},$$

где M_{τ} — крутящий момент, подведенный к колесу; M_k — момент сопротивления качению; M_0 — тормозной момент на валу

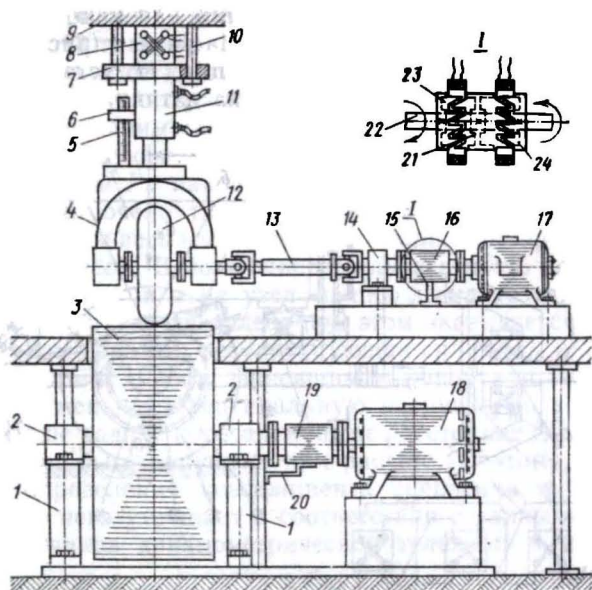


Рис. 33. Стенд для определения коэффициента сопротивления качению

бегового барабана; $u_{\text{бк}}$ — передаточное число от барабана к колесу ($u_{\text{бк}} = r_6/r$, где r_6 — радиус барабана, а r — радиус колеса).

Подставив значение $M_k = Zrf$ (Z — вертикальная нагрузка, измеряемая датчиком 8) в уравнение моментов, получим формулу для определения коэффициента сопротивления качению

$$f = \frac{M_{\tau} - M_0/r_6}{Zr}.$$

В реальных условиях колесо автомобиля катится по горизонтальной поверхности, а при испытании оно катится по цилиндрической поверхности барабана, поэтому пятно контакта имеет вогнутую форму, что вносит погрешности при определении f . Более точно коэффициент сопротивления качению определяют в дорожных условиях с помощью динамометрических тележек.

В этом случае с помощью динамометрической тележки измеряют вертикальную нагрузку Z на колесо и силу тяги P_t , необходимую для буксировки тележки. Величину f рассчитывают по формуле

$$f = P_t/Z.$$

§ 23. Динамометрическая тележка для определения коэффициента сцепления

Динамометрическая тележка используется для определения не только коэффициента сопротивления качению, но и коэффициента сцепления колеса с дорогой. На раме 4 (рис. 34) динамометрической тележки на направляющих 11 установлена платформа 7, опирающаяся упорами 10 на датчики силы 19. Кроме

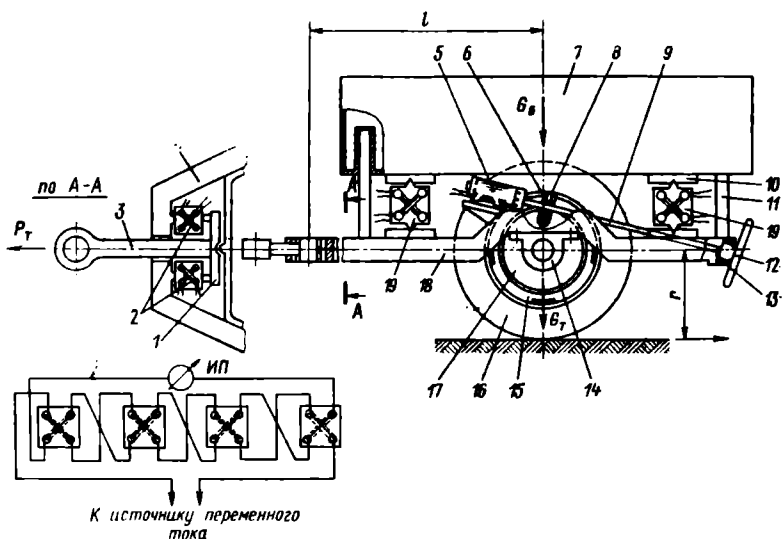


Рис. 34. Динамометрическая тележка для определения коэффициента сцепления колеса с дорожным покрытием и измерительная схема включения датчиков силы

того, на ней укреплен подшипник 14, в котором установлен вал с диском 15 и шиной 16. Диск связан с тормозным барабаном 17, имеющим колодочный тормоз (реже электрический). Для затормаживания колеса рычаг 8 поворачивают, для чего служит ходовой винт 9, установленный в опорном шаровом подшипнике 13. Поворот винта осуществляется вручную штурвалом 12 или с помощью электродвигателя 5. Ходовой винт перемещает гайку 6, входящую шипами в прорези рычага 8. В передней части рамы 4 расположено дышло 3, опирающееся на датчики силы 2. Поперечина 1 удерживает дышло от осевых перемещений. Дышлом 3 динамометрическая тележка крепится к автомобилю.

На грузовую платформу укладывают балласт (гири, песок). Колесо затормаживают и тележку буксируют автомобилем. Сила тяги, приложенная к дышлу, измеряется датчиками 2, а вертикальная нагрузка четырьмя датчиками 19, соединенными последовательно. Последовательно включены и измерительные обмотки, соединенные с измерительным прибором ИП. Датчиков силы тяги два, они тоже соединены последовательно. При таком соединении общая чувствительность измерительной схемы повышается. По величинам силы тяги P_T и нагрузки от балласта G_6 , измеренным датчиками, учитывая собственный вес тележки G_T , рассчитывают коэффициент сцепления колеса с дорогой. При этом следует иметь в виду, что сила тяги, приложенная к раме 4 через поперечину 1 дышла 3 в точках ее контакта с датчиками 2, располагается на высоте r от дорожного полотна. Сила тяги при буксировке тележки с заторможенным колесом равна силе $P_{сц}$ сцепления колеса с дорогой, действующей в плоскости дороги. Кроме того, точка приложения силы P_T находится на расстоянии l от оси колеса.

Практически очень трудно сбалансировать нагрузку на тележке так, чтобы весь вес тележки с балластом приходился бы только на ее колеса. В большинстве случаев часть вертикальной нагрузки приходится и на узел сцепки дышла с тягачом. Действительная нагрузка на колеса при этом оказывается несколько меньше. Таким образом, результирующая сил G_T , G_6 и P_T направлена под углом к дороге, зависящим от радиуса колеса и длины дышла, что уменьшает вертикальную нагрузку на колесо.

Чем больше радиус колеса и меньше расстояние l , тем большая ошибка может быть допущена при расчете. Поэтому, исходя из основного определения коэффициента сцепления φ , расчетную формулу для него уточняют в соответствии с данными, получаемыми от датчиков динамометрической тележки; в этом случае

$$\varphi = \frac{P_T}{(G_6 - G_T) - P_T r / l}.$$

§ 24. Стенды для испытаний автомобилей на динамичность

Для определения силы тяги автомобиля используют барабанные (рис. 35, а—б) или роликовые (рис. 35, в) стенды. На стендах первого типа колеса опираются на барабан относительно большого диаметра, и условия качения шины почти не отличаются от условий качения по плоской дороге. На роликовых стендах сопротивление качению значительно больше сопротивления на дороге из-за большой деформации шин.

При испытаниях автомобиля на установившихся режимах движения нагрузка на двигатель и трансмиссию может создаваться механическим, гидравлическим или индукторным тормозом. Реже используют тормозные машины в виде балансирных генераторов.

Испытание автомобиля на неустановившихся режимах движения (разгон) осуществляется в основном с помощью электрических генераторов, которые имеют малое запаздывание в отработке заданного момента нагружения. При испытаниях автомобиля на неустановившихся режимах движения сопротивление, развиваемое тормозной машиной на беговых барабанах, должно быть равным

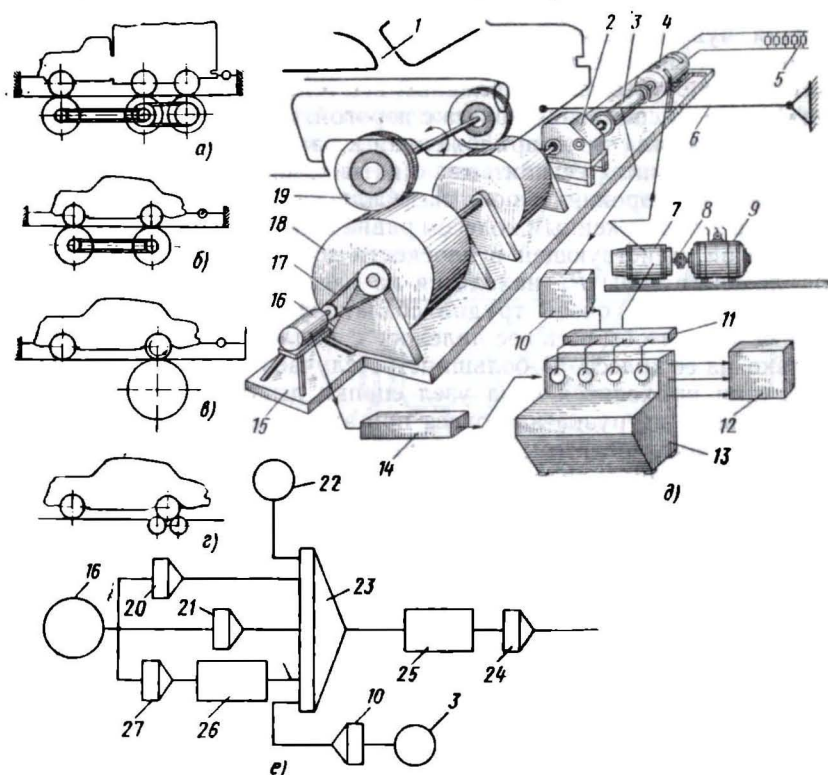


Рис. 35. Стенды для испытаний автомобилей на динамичность;

а—в — барабанные стенды; г — роликовый стенд; д — электромеханическая схема стенда с программным воспроизведением сил суммарного сопротивления движению; е — блок-схема программного устройства управления нагрузкой стенда (законодающее устройство)

сопротивлению, преодолеваемому автомобилем в реальных дорожных условиях. Моделирование закона нагружения осуществляется электронно-вычислительной машиной.

Схема стенда с беговыми барабанами для испытаний автомобилей показана на рис. 35, д. Автомобиль 1 колесами 19 ведущего моста устанавливают на беговые барабаны 18 и закрепляют растяжками 6. Один конец вала беговых барабанов через редуктор 2 и динамометрическую муфту 3 соединен с тормозным генератором 4, а другой — клиноременной передачей 17 связан с тахо-

генератором 16. Весь этот приводной блок монтируется на общем основании 15.

Электрическая часть стенда включает тормозной генератор 4, тахогенератор 16, фильтр 14, законозадающее устройство 13, усилитель 10 сигнала муфты 3, сумматор напряжений 11, электромашинный усилитель 7 с приводом при помощи муфты 8 от электродвигателя 9 и блок 5 нагрузочных сопротивлений, присоединенных к якору генератора 4. В законозадающем устройстве 13, блок-схема которого показана на рис. 35, *е*, установлены дифференцирующий блок 20, операционные усилители 21 и 27, блок нелинейности 26, источник напряжения 22, корректирующее устройство 25 и оконечный усилитель 24.

При вращении беговых барабанов тахогенератор вырабатывает напряжение, пропорциональное частоте вращения, которое после фильтрации поступает в блоки 20, 21 и 27. В начале движения, при трогании автомобиля с места, сигнал скорости мал и на выходах блоков 27 и 21 он также невелик. Однако на выходе блока 20 сигнал пропорционален ускорению автомобиля и значителен по своей амплитуде. Напряжение на выходе сумматора 23 в основном определяется сигналом от дифференцирующего блока. После усилителя 24 этот сигнал поступает в усилитель 7 (рис. 35, *д*) и далее в обмотку возбуждения генератора 4. Мощность генератора 4 расходуется на нагрев блока 5 нагрузочных сопротивлений. Таким образом, в начальный момент «движения» автомобиля сила сопротивления зависит в основном от амплитуды ускорения автомобиля, как и на дороге. Подбирая передаточный коэффициент K_1 дифференцирующего блока 20 (рис. 35, *е*), последний настраивают так, чтобы при входном напряжении U_v , подаваемом от тахогенератора на дифференцирующий блок, его выходное напряжение было пропорционально $K_1 U_v$. При этом сила, развиваемая тормозным генератором, будет равна (для данного автомобиля) инерционной составляющей силы сопротивления движению с учетом инерционной нагрузки, создаваемой массой беговых барабанов. По мере увеличения скорости автомобиля его ускорение падает, но возрастает сила сопротивления качению. Напряжение тахогенератора U_v , поступая в усилитель 21 с передаточным коэффициентом K_2 , преобразуется в напряжение $K_2 U_v$, которое, суммируясь в блоке 23 с сигналом от блока 20, создает после усиления такое напряжение возбуждения тормозного генератора, при котором обеспечивается необходимая нагрузка на автомобиль.

Для моделирования напряжения, пропорционального силе сопротивления воздуха, сигнал тахогенератора U_v подается в усилитель 27 с коэффициентом передачи K_3 , а выходное напряжение от этого усилителя $K_3 U_v$ в блоке 26 возводится в квадрат. Выходной сигнал блока 26, равный $K_3 U_v^2$, поступает на сумматор 23, в который вводится также сигнал из блока 22, пропорциональный силе трения покоя, поскольку передние колеса автомобиля не

вращаются. Таким образом, выходное напряжение сумматора пропорционально составляющим сил сопротивления движению. Этот сигнал и управляет изменением тормозного момента генератора 4 (рис. 35, д). Однако изменение тормозного момента не точно следует за всеми изменениями управляющего сигнала, так как характеристики тормозного генератора и электромашинного усилителя нелинейны. Для того чтобы тормозной момент генератора точно соответствовал заданному закону нагружения, в цепь управления нагрузкой вводится отрицательная обратная связь по нагрузочному моменту. Обратная связь создается датчиком тормозного момента (динамометрической муфтой 3) и усилителем 10, который подключен к входу сумматора 23 (рис. 35, е) противофазно управляющим сигналам от блоков 20, 21 и 26. Передаточный коэффициент K_4 усилителя 10 подбирают так, чтобы его выходное напряжение $K_4 U_m$ (где U_m — напряжение от датчика тормозного момента) было равно суммарному напряжению от блоков 20, 21 и 26.

Таким образом, в сумматоре осуществляется сравнение заданного и отработанного законов нагружения двигателя автомобиля тормозным генератором в зависимости от скорости движения. При рассогласовании действительной нагрузки и заданной происходит формирование на выходе сумматора разностного сигнала управления, который вводит в заданный режим работы тормозной генератор. Этот процесс происходит непрерывно в период разгона автомобиля, а нагружение носит колебательный характер. Чем выше частота регулирования, тем меньше амплитуда колебательного процесса нагружения. Для устранения автоколебаний и повышения точности регулирования в систему введено корректирующее устройство 25, представляющее собой двух- или трехзвенный дифференцирующий блок, с помощью которого в сигнал, поступающий на вход оконечного усилителя 24, вводится не только основной сигнал управления, но и его первая и вторая производные. В зависимости от типа автомобиля и диапазона его скоростных возможностей параметры корректирующих устройств могут быть различными. На таком стенде можно также воспроизводить различные уклоны дороги, для чего меняют величину напряжения, подаваемого на вход сумматора 23 от блока 22.

Изменяя передаточный коэффициент K_1 блока 20 имитируют изменение массы автомобиля, а с помощью передаточного коэффициента K_3 блока 27 — скорости и направления «ветра». Для регистрации исследуемых параметров движения, т. е. скорости, ускорения и крутящего момента, к соответствующим блокам подключают самописец 12 (рис. 35, д) или осциллограф.

§ 25. Техника безопасности при испытаниях автомобиля

При проведении дорожных испытаний автомобилей возможны различные опасные ситуации, связанные с непредвиденным «поведением» испытуемого автомобиля.

Найдя по графику $j_z = f(v)$ замедления для нескольких значений скорости, определяют среднее замедление в каждом интервале скоростей. Затем по формуле (105) находят приращение времени Δt в каждом интервале и, суммируя полученные значения Δt , определяют время торможения. График зависимости $t_{\text{тор}} = f(v)$ показан на рис. 37, а.

Представление об изменении скорости и замедления при торможении дает диаграмма, изображенная на рис. 38.

Отрезок t_p на диаграмме соответствует *времени реакции водителя*, в течение которого он принимает решение о торможении и переносит ногу с педали управления дроссельной заслонкой на педаль тормоза. Время реакции водителя зависит от его индивидуальных особенностей и квалификации и находится в пределах 0,4—1,5 с. В расчетах время t_p обычно принимают равным 0,8 с.

Отрезок $t_{\text{пр}}$ представляет собой *время срабатывания тормозного привода* от начала нажатия на педаль тормоза до возникновения замедления. В течение этого времени происходит перемещение всех подвижных деталей тормозного привода. Время $t_{\text{пр}}$ зависит от типа тормозного привода, а также от его технического состояния и находится в пределах 0,2—0,4 с для гидравлического и 0,6—0,8 с для пневматического приводов. У автопоездов с пневматическим тормозным приводом время $t_{\text{пр}}$ составляет 1—2 с.

Отрезок t_y характеризует время, в течение которого замедление увеличивается от нуля (начало действия тормозов) до максимального значения. Это время зависит от эффективности торможения, нагрузки автомобиля, типа и состояния дорожного покрытия.

Ниже приведены значения времени t_y (в с) при экстренном торможении автомобиля с блокировкой всех колес:

Легковые автомобили	0,05—0,2
Грузовые автомобили и автобусы с гидравлическим приводом тормозов	0,05—0,4
Грузовые автомобили с пневматическим приводом тормозов грузоподъемностью до 4500 кг	0,15—1,2
То же, грузоподъемностью свыше 4500 кг	0,2—1,5
Автобусы с пневматическим приводом тормозов	0,2—1,3

Меньшие значения времени t_y соответствуют дорогам с малым коэффициентом сцепления, причем нагрузка автомобиля в этом случае практически не влияет на это время, большие значения — движению автомобиля с полной нагрузкой по дорогам с большим коэффициентом сцепления.

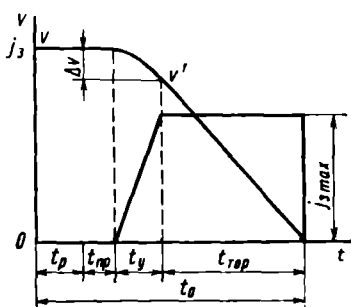


Рис. 38. Параметры торможения автомобиля

Отрезок $t_{\text{тор}}$ представляет собой время торможения с максимальной интенсивностью. В течение времени $t_p + t_{\text{пр}}$ автомобиль движется равномерно со скоростью v , в течение времени t_y — замедленно, а в течение времени $t_{\text{тор}}$ замедление практически постоянно.

Чтобы определить время t_0 , необходимое для остановки автомобиля с момента возникновения опасности, т. е. так называемое остаточное время, вернемся к рис. 38. За время t_y замедление изменяется по закону, близкому к линейному, и можно считать, что автомобиль движется с замедлением, равным приблизительно $0,5j_{z \text{ max}}$. Тогда приращение скорости

$$\Delta v = \frac{j_{z \text{ max}} t_y}{2}. \quad (132)$$

Следовательно, скорость в начале экстренного торможения с замедлением

$$v' = v - \Delta v = v - \frac{j_{z \text{ max}} t_y}{2}. \quad (133)$$

Если в дальнейшем автомобиль движется равнозамедленно с замедлением $j_{z \text{ max}}$ и останавливается в конце торможения, то скорость в течение времени $t_{\text{тор}}$ уменьшается по линейному закону от v' до нуля.

Тогда

$$v' = j_{z \text{ max}} t_{\text{тор}}. \quad (134)$$

Решая полученное уравнение относительно времени $t_{\text{тор}}$ и подставляя вместо скорости v' ее значение из выражения (133), получаем

$$t_{\text{тор}} = \frac{v}{j_{z \text{ max}}} - \frac{t_y}{2}. \quad (135)$$

Таким образом, остановочное время

$$t_0 = t_p + t_{\text{пр}} + t_y + t_{\text{тор}} = t_p + t_{\text{пр}} + \frac{t_y}{2} + \frac{v}{j_{z \text{ max}}} = t_{\text{сум}} + \frac{v}{j_{z \text{ max}}}, \quad (136)$$

где

$$t_{\text{сум}} = t_p + t_{\text{пр}} + \frac{t_y}{2}.$$

Если тормозные силы на всех колесах автомобиля одновременно достигают максимальных значений сил сцепления, то замедление определяют по формуле (131). Тогда, принимая с достаточной для практических расчетов точностью коэффициент $\delta_n \approx 1$, получим

$$t_0 = t_{\text{сум}} + \frac{v}{\varphi \cdot g}. \quad (137)$$

Тормозной путь. Тормозной путь определяют, используя кривую $t_{\text{тор}} = f(v)$, считая, что в каждом интервале скоростей автомобиль движется равнозамедленно. Разбив кривую на несколько

интервалов, по формуле (109) определяют приращение пути ΔS в каждом интервале скоростей так же, как это делали при определении пути разгона. Сложив полученные значения и приращение пути ΔS , определяют общий путь торможения $S_{\text{тор}}$. Примерный вид графика зависимости $S_{\text{тор}} = f(v)$ с учетом сил P_k , P_B и P_r и без учета этих сил показан на рис. 37, а.

Расстояние, необходимое для остановки автомобиля с момента возникновения опасности, т. е. длину так называемого остановочного пути, можно определить, если принять, что замедление изменяется так, как показано на рис. 38.

Как и раньше, примем, что при уменьшении скорости от v до v' автомобиль движется с постоянным замедлением $j_{\text{ср}}$, равным $0,5j_{\text{з макс}}$. Тогда согласно формуле (109) путь, пройденный автомобилем за этот период,

$$S_y = \frac{v_{\text{ср}} \Delta v}{j_{\text{ср}}} = \frac{(v + v')(v - v')}{2} \frac{1}{0,5j_{\text{з макс}}} = \frac{v^2 - (v')^2}{j_{\text{з макс}}}. \quad (138)$$

Во время экстренного торможения замедление равно $j_{\text{з макс}}$ и тормозной путь при уменьшении скорости от значения v' до нуля (в м)

$$S_{\text{тор}} = \frac{(v')^2}{2j_{\text{з макс}}}. \quad (139)$$

Найденная величина $S_{\text{тор}}$ представляет собой путь, пройденный автомобилем за время $t_{\text{тор}}$ торможения с максимальной интенсивностью. Остановочный путь S_0 , необходимый для остановки автомобиля, больше пути $S_{\text{тор}}$, так как в него входит также путь, пройденный автомобилем за время реакции водителя, срабатывания тормозного привода и увеличения замедления:

$$S_0 = v(t_p + t_{\text{пр}}) + S_y + S_{\text{тор}} = v(t_p + t_{\text{пр}}) + \frac{v^2}{j_{\text{з макс}}} - \frac{(v')^2}{2j_{\text{з макс}}}. \quad (140)$$

Подставляя в формулу (140) вместо скорости v' ее выражение по формуле (133) и пренебрегая весьма малым значением произведения, содержащего t_p^2 , получим

$$S_0 = vt_{\text{сум}} + \frac{v^2}{2j_{\text{з макс}}}. \quad (141)$$

Если тормозные силы на всех колесах автомобиля одновременно достигли значений сил сцепления, то с учетом уравнения (131) при $P_{r, д} = P_r = 0$ тормозной путь автомобиля

$$S_{\text{тор}} = \frac{\delta_{\text{н}} M_{\text{н}} (v')^2}{2[(\varphi_k + f) G \cos \alpha + G \sin \alpha + P_B]} \approx \frac{\delta_{\text{н}} (v')^2}{2\varphi_k g} \approx \frac{v^2}{2\varphi_k g}. \quad (142)$$

Тормозной путь прямо пропорционален квадрату скорости автомобиля в момент начала торможения. Поэтому при увеличении начальной скорости тормозной путь возрастает особенно

быстро (см. рис. 37, а). Зная величину $S_{\text{тор}}$, остановочный путь определяют по формуле

$$S_0 = v_{\text{сум}} + \frac{v^2}{2\varphi_1 g} \quad (143)$$

Для определения t_0 и S_0 по формулам (136) и (141) должно быть известно максимальное замедление автомобиля, которое определяют опытным путем. Если максимальное замедление неизвестно, то, зная величину φ_1 , значения t_0 и S_0 определяют по формулам (137) и (143).

Показатели интенсивности торможения автомобиля. Для проверки эффективности действия тормозной системы (ножных тормозов) в качестве показателей используют наибольший допустимый тормозной путь и наименьшее допустимое замедление для автомобилей без нагрузки и с номинальной нагрузкой (проверку интенсивности торможения легковых автомобилей и автобусов по условиям безопасности движения производят без пассажиров). Указанные показатели интенсивности торможения регламентированы правилами дорожного движения. Наибольший допустимый тормозной путь и наименьшее допустимое замедление для автомобилей без нагрузки при торможении с начальной скорости 8,3 м/с на сухой асфальтированной дороге приведены в табл. 9.

9. Показатели интенсивности торможения автомобиля

Автомобили	Наибольший допустимый тормозной путь, м	Наименьшее допустимое замедление, м/с ²
Легковые	7,2	5,8
Грузовые с максимальной массой до 8 т и автобусы длиной до 7,5 м	9,5	5,0
Грузовые с максимальной массой свыше 8 т и автобусы длиной более 7,5 м	11,0	4,2

§ 29. Распределение тормозной силы между мостами автомобиля

При торможении автомобиля сила инерции $P_{\text{и}}$, действуя на плече $h_{\text{ц}}$ (см. рис. 36), вызывает перераспределение нормальных нагрузок между передним и задним мостами: нагрузка на передние колеса увеличивается, а на задние, наоборот, уменьшается. Поэтому нормальные реакции Z_1 и Z_2 , действующие соответственно на передние и задние колеса автомобиля во время торможения, значительно отличаются от нагрузок G_1 и G_2 , которые они воспринимают в статическом состоянии. Как указывалось ранее, эти изменения оценивают коэффициентами m_{p1} и m_{p2} изменения реакций (см. гл. II). Для случая торможения автомобиля на го-

ризонгальной дороге коэффициенты m_{p1} и m_{p2} определяют по формулам:

$$m_{p1} = 1 + \frac{\varphi_x h_u}{b}; \quad m_{p2} = 1 - \frac{\varphi_x h_u}{a}. \quad (144)$$

Во время торможения автомобиля наибольшие значения коэффициентов изменения реакций находятся в следующих пределах: $m_{p1} = 1,5 \div 2$ и $m_{p2} = 0,5 \div 0,7$.

Определив коэффициенты m_{p1} и m_{p2} , можно найти нормальные реакции: $Z_1 = m_{p1} G_1$; $Z_2 = m_{p2} G_2$.

Максимальную интенсивность торможения можно обеспечить при условии полного использования сцепного веса автомобиля. Так как соотношение между тормозными силами $P_{\text{тор}1}$ и $P_{\text{тор}2}$, действующими на передние и задние колеса, не изменяется, то суммарная сила $P_{\text{тор}}$ может достигнуть наибольшего значения без скольжения колес только на дороге с определенным коэффициентом сцепления, равным, например, φ_0 . На других дорогах полное использование сцепного веса без блокировки передних или задних колес невозможно.

Коэффициент распределения тормозной силы между передними и задними колесами определяют по формуле

$$\beta_0 = P_{\text{тор}1}/P_{\text{тор}} = 1 - P_{\text{тор}2}/P_{\text{тор}}. \quad (145)$$

Оптимальным распределением тормозной силы считают такое ее распределение, при котором передние и задние колеса автомобиля могут быть доведены до блокировки одновременно. Для этого случая коэффициент

$$\beta_0 = (b + \varphi_0 h_u)/L. \quad (146)$$

Большинство тормозных систем обеспечивает постоянное распределение тормозной силы между колесами автомобиля, что соответствует дороге с определенным коэффициентом φ_0 . На других дорогах во время торможения первыми до юза доводятся или передние, или задние колеса. Однако в последнее время появились тормозные системы со статическим или динамическим регулированием распределения тормозной силы.

Так как распределение общей тормозной силы между мостами не соответствует изменяющимся во время торможения нормальным реакциям на них, то действительный минимальный тормозной путь оказывается на 20—40% больше теоретического. С целью приближения результатов расчета к экспериментальным данным в формулы вводят коэффициент эффективности торможения K_s , который учитывает степень использования теоретически возможной эффективности тормозной системы. В среднем коэффициент $K_s = 1,1 \div 1,2$ для легковых автомобилей, $K_s = 1,4 \div 1,6$ для

грузовых автомобилей и автобусов. В этом случае расчетные формулы примут вид

$$t_0 = t_{\text{сум}} + K_3 v / \varphi_x g; \quad (147)$$

$$S_{\text{тор}} = K_3 v^2 / 2 \varphi_x g; \quad (148)$$

$$S_0 = v t_{\text{сум}} + K_3 v^2 / 2 \varphi_x g; \quad (149)$$

$$i_3 = \varphi_x g / K_3. \quad (150)$$

§ 30. Способы торможения автомобиля

Совместное торможение автомобиля тормозной системой и двигателем. Совместное торможение автомобиля тормозной системой и двигателем применяется в случае перегрева тормозных механизмов, износа шин и т. п.

При таком способе торможения автомобиля тормозной момент на колесах создается одновременно тормозными механизмами и двигателем. Так как в этом случае пажатию на тормозную педаль предшествует отпущение педали управления дроссельной заслонкой, то угловая скорость коленчатого вала двигателя должна была бы уменьшиться до угловой скорости холостого хода. Однако на самом деле ведущие колеса через трансмиссию принудительно проворачивают коленчатый вал. В результате появляется дополнительная сила $P_{\text{т.д}}$ сопротивления движению, пропорциональная силе трения в двигателе и вызывающая замедление автомобиля. Инерция маховика противодействует тормозящему действию двигателя. Иногда противодействие маховика оказывается больше тормозящего действия двигателя, вследствие чего интенсивность торможения несколько снижается.

Рассмотрим, в каких случаях выгодно применять совместное торможение тормозной системой и двигателем.

Обозначим через $j_{3. \text{с. тор}}$ замедление при совместном торможении, а через $j_{3. \text{тор}}$ — замедление при торможении с отъединенным двигателем. Тогда уравнение (126) можно написать в следующем виде:

$$j_{3. \text{с. тор}} = \frac{1}{\delta_{\text{вр}}} \frac{P_{\text{тор}} + P_{\text{д}} + P_{\text{в}} + P_{\text{т.д}} + P_{\text{тр}}}{M_{\text{а}}}, \quad (151)$$

где $\delta_{\text{вр}}$ — коэффициент учета вращающихся масс, который для данного случая определяют по формуле (53) или (55); $P_{\text{тр}}$ — сила трения в трансмиссии при передаче крутящего момента, Н.

При торможении с отъединенным двигателем коэффициент $\delta_{\text{вр}} = \delta_{\text{н}}$, и поэтому его определяют по формуле (56).

В этом случае

$$j_{3. \text{тор}} = \frac{1}{\delta_{\text{н}}} \frac{P_{\text{тор}} + P_{\text{д}} + P_{\text{в}} + P_{\text{г}}}{M_{\text{а}}}. \quad (152)$$

Совместное торможение более эффективно, чем торможение только тормозной системой, если $j_{з.с. тор} > j_{з. тор}$, т. е.,

$$\frac{P_{тор} + P_d + P_v + P_{т.д} + P_{тр}}{\delta_{вр}} > \frac{P_{тор} + P_d + P_v + P_r}{\delta_{н}}. \quad (153)$$

Таким образом, целесообразность торможения только тормозной системой или совместного торможения тормозными механизмами и двигателем зависит, главным образом, от значения сил $P_{т.д}$ и $P_{тор}$, а также от коэффициентов $\delta_{вр}$ и $\delta_{н}$.

На рис. 37, б приведен пример графического решения неравенства (153) для легкового малолитражного автомобиля при $\delta_{вр} = 1,08$; $\delta_{н} = 1,04$; $\varphi_i = 0,6$. Значения сил $P_{т.д}$ взяты из экспериментальных данных. Кривые 1—6 соответствуют различным значениям тормозной силы $P_{тор}$. На рис. 37, б заштрихована зона, в которой в данных условиях нецелесообразно совместное торможение, так как замедления $j_{з.с. тор}$ (штриховые линии) меньше замедлений $j_{з. тор}$ (сплошные линии).

На дорогах с малым коэффициентом сцепления совместное торможение повышает поперечную устойчивость автомобиля по условиям заноса. Устойчивость улучшается в этом случае в результате более равномерного распределения дифференциалом тормозных сил между ведущими колесами автомобиля.

При торможении автомобиля на дорогах с малым коэффициентом сцепления продольные и поперечные силы сцепления колеса с дорогой меняются в зависимости от интенсивности торможения (рис. 39).

Торможение автомобиля с периодическим прекращением действия тормозной системы.

Заторможенное скользящее колесо воспринимает большую тормозную силу, чем при движении юзом, так как коэффициент сцепления в последнем случае резко уменьшается.

Торможение с периодическим прекращением действия тормозной системы обеспечивает наибольшую его интенсивность. Однако этот способ можно рекомендовать только водителям высокой квалификации, так как для того чтобы удержать колеса автомобиля на грани юза, не допуская их скольжения, необходимы опыт и большое внимание. В последнее время получают распространение антиблокировочные устройства, автоматически уменьшающие тормозной момент при начале скольжения колеса и через некоторое время (0,05—0,1 с) вновь увеличивающие его. Колеса автомобиля благодаря такому циклическому нагружению тормозным моментом катятся с частичным проскальзыванием, при-

Вид на колесо сверху

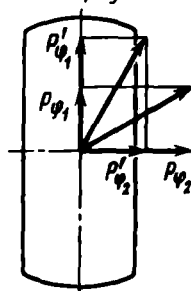


Рис. 39. Изменение продольных P_{φ_1} и поперечных P_{φ_2} сил сцепления на дорогах с малым коэффициентом сцепления φ при различной интенсивности торможения

мерно равным оптимальному, и коэффициент сцепления остается высоким в течение всего торможения. Введение антиблокировочных устройств уменьшает износ шин и позволяет повысить поперечную устойчивость автомобиля. Препятствием широкому распространению этих устройств является сложность их конструкции и малая надежность.

Пример Определить путь и время торможения, а также замедление легкового автомобиля ГАЗ-24 «Волга» при его торможении с отсоединенным двигателем со скорости 20 м/с до остановки на сухой горизонтальной дороге с беговым покрытием ($\varphi_1 = 0,6$), если коэффициент $K_1 = 1,2$, а время $t_p = 0,8$ с, $t_{пр} = 0,2$ с и $t_y = 0,5$ с.

Решение. Тормозной путь при торможении со скорости 20 м/с до остановки

$$S_{\text{тор}} = \frac{K_1 v^2}{2 \varphi_1 g} = \frac{1,2 \cdot 20^2}{2 \cdot 0,6 \cdot 9,81} = 40,7 \text{ м.}$$

Остановочное время

$$t_0 = t_p + t_{пр} + \frac{t_y}{2} + \frac{K_1 v}{\varphi_1 g} = 0,8 + 0,2 + \frac{0,5}{2} + \frac{1,2 \cdot 20}{0,6 \cdot 9,81} = 5,3 \text{ с.}$$

Замедление автомобиля

$$|a| = \varphi_1 g / K_1 = 0,6 \cdot 9,81 / 1,2 = 4,9 \text{ м/с}^2.$$

Контрольные вопросы

1. Чем объясняется отклонение теоретических параметров торможения от действительных?
2. Как влияют сопротивления движению на торможение?
3. Когда получается больший тормозной путь: при заблокированных колесах или при торможении до начала блокировки? Чем объясняется различие в величине этих двух тормозных путей?
4. От чего зависит теоретическое распределение тормозных сил на колеса?
5. Почему при торможении автомобиля происходит перераспределение нагрузки по осям?

ЗАДАЧИ

Задача 1. Автомобиль, имеющий тормозные механизмы на всех колесах, движется со скоростью $v = 11$ м/с по горизонтальной дороге, характеризуемой коэффициентом сцепления $\varphi_1 = 0,6$ и коэффициентом сопротивления качению $j = 0,02$.

На каком минимальном участке дороги можно снизить скорость до 1,4 м/с?

Задача 2. Автомобиль, оборудованный гидравлическим приводом колесных тормозных механизмов движется по горизонтальной дороге, характеризуемой коэффициентом сцепления $\varphi_1 = 0,6$, со скоростью $v = 20$ м/с. На расстоянии 65 м перед автомобилем неожиданно возникает препятствие. Водитель нажимает на педаль тормоза. Время реакции водителя $t_p = 0,5$ с, время срабатывания тормозного привода $t_{пр} = 0,2$ с, время, в течение которого замедление возрастает от нуля до максимального значения $t_y = 0,05$ с.

Установить возможность остановки автомобиля до препятствия.

Задача 3. Найти соотношение между тормозными силами на колесах передней и задней осей автомобиля, обеспечивающее полное использование сцепного веса при торможении автомобиля на дороге с коэффициентом сцепления φ_1 .

§ 31. Понятие о дорожно-транспортной экспертизе дорожно-транспортного происшествия

Дорожно-транспортной экспертизой называют научно-техническое исследование дорожно-транспортного происшествия специалистами автомобильного транспорта. Дорожно-транспортным происшествием (ДТП) называют нарушение режимов движения транспортных средств по дорогам, вызвавшее травмы или смерть людей, повреждения транспортных средств, искусственных сооружений и грузов или нанесшее какой-либо другой материальный ущерб.

Дорожно-транспортная экспертиза дает научно-техническую характеристику всех фаз ДТП, устанавливает причины его возникновения и выясняет поведение отдельных участников.

Эксперт выясняет технические причины ДТП, определяет скорости движения транспортных средств, величины тормозного и остановочного путей и т. д.

Исходными данными для проведения экспертизы служат результаты осмотра места происшествия и автомобилей, а также результаты опроса участников и очевидцев происшествия.

Если на месте происшествия обнаружен след юза шин по дороге, то, выехав на место происшествия, измеряют длину следа юза шин на покрытии $S_{ю}$. Проведя следственный эксперимент, определяют коэффициент сцепления ϕ_x , или, установив путем осмотра зоны происшествия тип и состояние покрытия, выбирают значение ϕ_x по таблицам. Задавшись значением коэффициента K_z , находят согласно формуле (150) примерное максимальное замедление, считая, что момент начала полного скольжения шин совпадает с моментом возникновения максимального замедления $j_{z \max}$. Скорость автомобиля перед торможением можно определить, исходя из формул (133) и (139):

$$v = 0,5j_{z \max} t_y + \sqrt{2S_{ю}j_{z \max} + (0,5j_{z \max} t_y)^2}, \quad (154)$$

где t_y — время увеличения замедления (см. рис. 38).

Пренебрегая последним слагаемым подкоренного выражения вследствие его малой величины, можно записать

$$v = 0,5t_y j_{z \max} + \sqrt{2S_{ю}j_{z \max}}. \quad (155)$$

Рассмотрим в качестве примера ДТП, результатом которого был наезд автомобиля на пешехода (рис. 40). Автомобиль *А* двигался на расстоянии S_n от тротуара, на краю которого находился пешеход *П*. Когда между автомобилем и пешеходом было расстояние S , пешеход начал движение по проезжей части перпендикулярно направлению движения автомобиля. На рис. 40 положение автомобиля и пешехода, соответствующее этому моменту, отмечено цифрами *1*. Водитель затормозил, однако избежать наезда не смог. Автомобиль, ударив пешехода (положение *III*), перс-

местился еще на некоторое расстояние и остановился (положение IV). Место наезда отмечено крестом.

Примерная последовательность расчетов при экспертизе такова. По схеме происшествия определяют перемещение автомобиля S_{II} после наезда в заторможенном состоянии и вычисляют скорость автомобиля в момент наезда на пешехода:

$$v_n = \sqrt{2S_{II}j_{3\max}} \quad (156)$$

Затем определяют скорость автомобиля перед началом торможения по формуле (155), остановочный путь S_0 по формуле (149) и время движения автомобиля до наезда

$$t_n = t_p + t_{np} + 0,5t_y + \frac{v - v_n}{j_{3\max}} = t_{\text{сум}} + \frac{v - v_n}{j_{3\max}} \quad (157)$$

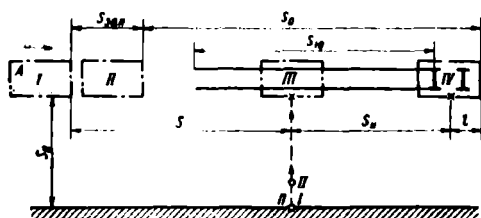


Рис. 40. Положение автомобиля и пешехода во время дорожно-транспортного происшествия

При экспертных расчетах скорость движения пешехода обычно считают постоянной ($v_n = \text{const}$), а шириной полосы его движения пренебрегают. При этих допущениях время движения пешехода по проезжей части

$$t_n = S_n/v_n \quad (158)$$

Условие своевременности торможения автомобиля можно записать следующим образом:

$$t_n \geq t_{np} \quad (159)$$

Если это условие не выполнено и время t_n меньше времени t_{np} , то водитель действовал с запозданием и автомобиль успел переместиться из положения I в положение II. Чтобы установить, мог ли водитель избежать наезда на пешехода, если бы не допустил этого запоздания, а действовал своевременно, расчеты продолжают, определяя промежуток времени, просроченный водителем:

$$t_{\text{зап}} = t_n - t_{np} \quad (160)$$

За этот промежуток времени автомобиль, двигаясь с начальной скоростью v , перемещается на расстояние

$$S_{\text{зап}} = vt_{\text{зап}} \quad (161)$$

Согласно рис. 40 расстояние S между передней частью автомобиля и пешеходом в момент начала движения последнего по проезжей части

$$S = S_0 + S_{\text{зап}} - S_{II} - l \quad (162)$$

где l — расстояние от места удара до передней части автомобиля.

Если в результате расчетов получится, что расстояние S больше остановочного пути S_0 , то водитель мог, применив экстренное торможение, остановить автомобиль до линии следования пешехода. При $S \leq S_0$ водитель не имел возможности предотвратить наезд путем торможения, так как пешеход начал движение на слишком малом расстоянии перед автомобилем или двигался с большой скоростью.

Во время дорожно-транспортной экспертизы исследуют также наезды автомобиля на неподвижное препятствие, опрокидывания и столкновения автомобилей. Результаты экспертизы следственные и судебные органы, наряду с другими материалами, используют в качестве доказательств по рассматриваемому делу о происшествии.

Контрольные вопросы

1. Что такое дорожно-транспортная экспертиза дорожно-транспортного происшествия?
2. Какими исходными данными должен располагать эксперт и как он их использует, анализируя дорожно-транспортное происшествие?

§ 32. Определение показателей тормозной динамичности автомобиля

Показатели тормозных свойств автомобиля определяют во время дорожных испытаний полностью груженого автомобиля после его обкатки.

Участок дороги, на котором проводятся испытания, должен быть прямым и горизонтальным (уклон не более 0,5%) с твердым сухим покрытием, температура окружающей среды должна быть в пределах от минус 5 до плюс 30° С, а скорость ветра не более 3 м/с. Выход автомобиля из коридора шириной 3,5 м при торможении или разворот на угол более 8° недопустим.

Виды испытаний. Испытания по определению эффективности рабочей тормозной системы делят на три вида: испытания «0», испытания «I» и испытания «II».

Испытания «0» имеют целью определение эффективности системы при холодных тормозных механизмах, когда температура тормозного диска или барабана не превышает 100° С.

При испытаниях «I» определяют эффективность рабочей тормозной системы при нагретых тормозных механизмах. Этот вид испытаний складывается из двух циклов: подготовительного, при котором производится нагрев тормозных механизмов, и основного, проводимого по методике испытания «0». Нагревают тормозные механизмы путем торможения на спуске длиной 1,7 км с уклоном $7 \pm 0,5\%$ при скорости движения 40 км/ч; двигатель должен быть отключен от трансмиссии. Основной этап испытаний проводится не позднее чем через 45 с после прогрева тормозных механизмов. Результат испытаний оценивают по среднему зна-

чению результатов трех экспериментов, которые проводятся с интервалом 45 с. При испытании «I» тормозной путь не должен превышать 165% тормозного пути, полученного при испытаниях «0».

При испытании «II» определяют эффективность рабочей тормозной системы автомобилей при движении на затяжных спусках. Это испытание проводится аналогично испытаниям «I». Прогрев тормозных механизмов осуществляется на спуске с уклоном 6% и длиной 6 км при скорости движения 36 ± 5 км/ч и неотключенном двигателе. Основной этап испытаний после прогрева тормозных механизмов проводится по методике испытания «0» не позднее чем через 45

Нормативы, которым должны отвечать тормозные системы автомобилей, приведены в табл. 10. Стояночный тормозной механизм автомобиля должен удерживать его на уклоне не менее 25%.

10. Нормативы эффективности тормозной системы

А. т	Полная масса, т	Начальная скорость торможения, м/с	Усилие на педали, Н	Испытания «0»		Испытания «I»		Испытания «II»	
				Тормозной путь, м	Замедление, м/с ²	Тормозной путь, м	Замедление, м/с ²	Тормозной путь, м	Замедление, м/с ²
Легковые и автобусы (не более 8 мест)	—	22,24	490,5	43,2	7,0	54,0	5,4	57,5	5,0
Автобусы (более 8 мест)	До 5	16,68	686,7	25,8	7,0	32,3	5,3	34,3	4,9
Автобусы	Св. 5	16,68	686,7	32,1	6,0	40,1	4,5	42,7	4,1
Одиночные грузовые	До 3,5	19,46	686,7	44,8	5,5	65,8	4,1	59,6	3,8
Одиночные грузовы и тягачи	3,5—12	13,9	686,7	25,0	5,5	31,3	4,0	33,3	3,7
Одиночные грузовые и тягачи	Св. 12	11,2	686,7	17,2	5,5	21,5	4,0	22,9	3,6

Аппаратура для испытаний. При тормозных испытаниях скорость автомобиля может быть определена с помощью тахогенератора, установленного на колесе автомобиля, лишь до момента блокировки колес. При движении автомобиля юзом (с заблоки-

рованными колесами) скорость должна измеряться датчиком, расположенным на свободно катящемся пятом колесе, описанном в гл. IV.

При торможении колеса могут быть заблокированы, а скорость в конце торможения мала. Выделение с тахогенератора только одного импульса за оборот колеса дает невысокую точность при определении тормозного пути. Поэтому часто используют стреляющие устройства, представляющие собой патрон с пороховым зарядом и красящим пыжом. Патрон закрепляют на раме автомобиля. Заряд воспламеняется от катушки зажигания, в первичную обмотку которой включен вибратор, а подключение катушки

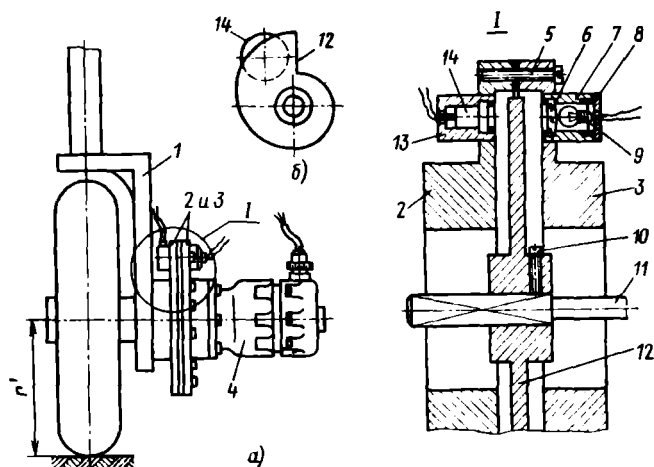


Рис. 41. Фотоэлектрический датчик пути пятого колеса

к источнику тока производится датчиком стоп-сигнала. При нажатии водителем на педаль тормоза производится выстрел и пыж наносит на дороге цветную метку, соответствующую началу торможения. После остановки автомобиля измеряют расстояние от следа пыжа на дороге до патрона. При работе с таким устройством требуется перезарядка патрона.

Удобнее и точнее устройство, представляющее собой фотоэлектрический датчик (рис. 41, а), устанавливаемый на пятом колесе. Между двумя половинами 2 и 3 корпуса расположен плоский обтюратор 12, закрепленный винтом 10 на валу 11 тахогенератора 4. Обе половины корпуса стянуты винтами 5. В половине 3 установлена втулка 7 с линзой 6, лампой 9 и крышкой 8, а в половине 2 закреплен стакан 13 с фотоэлементом 14, освещаемым через линзу 6 лампой 9. Находящийся между фотоэлементом и лампой обтюратор 12 при вращении перекрывает световой поток. Обтюратор имеет спиральный профиль (рис. 41, б), поэтому световой поток он перекрывает постепенно. Таким образом, электри-

ческий ток от фотоэлемента, в зависимости от направления вращения обтюратора, плавно нарастает или плавно уменьшается. За каждый оборот колеса происходит один цикл нарастания и спада фототока.

Фотоэлектрический датчик устанавливается между тахогенератором 4 и платформой 1, укрепленной на дышле пятого колеса, и подключается к гальванометру самописца. При движении колеса на осциллограмме регистрируются пилообразные импульсы, максимальная амплитуда A которых пропорциональна длине окружности колеса $2\pi r'$, а длительность импульса равна времени одного оборота t_k . Пример записи пути торможения показан на рис. 42.

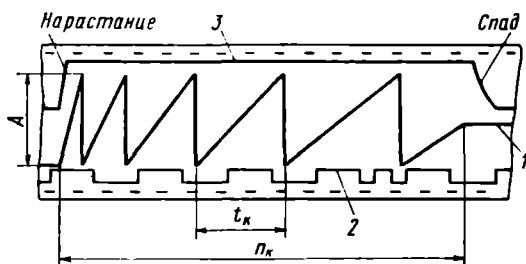


Рис. 42. Пример записи оборотов пятого колеса при торможении:

1 — сигнал датчика; 2 — отметки времени; 3 — давление в тормозной системе; n_k — число оборотов колеса

На осциллограмме регистрируются также метки времени и сигнал от датчика стоп-сигнала. При замыкании его контактов в один из регистрирующих каналов самописца подается электрический импульс: на ленту наносится ступенчатая линия, передний вертикальный фронт которой определяет момент нажатия на тормозную педаль.

Если необходимо определить давление в тормозной системе, то в тормозной привод включают мембранный индуктивный или потенциометрический датчик. При нажатии водителем на тормозную педаль из тормозного привода через штуцер 8 (рис. 43) в корпус 6 датчика подается под давлением жидкость (или воздух), действующая на мембрану 7, зафиксированную в корпусе гайкой 9. Мембрана прогибается и перемещает толкатель 5, а через него качалку 4. Последняя поворачивает поводок 2, установленный на оси 1 и прижатый к качалке пружиной 3. На поводке укреплен стержень из изолирующего материала и движок 14 потенциометра 10. Электрическая подводка к потенциометру и движку осуществляется через штепсельный разъем 13. Концы проволоочной обмотки потенциометра подключены к батарее 11, а один из концов обмотки и движок — к гальванометру 12 самописца.

При отсутствии давления движок находится в крайнем правом (по схеме) положении и ток в гальванометр не поступает. При смещении движка растет разность потенциалов на зажимах обмотки рамки гальванометра и перо самописца отклоняется, отмечая нарастание давления в тормозной системе, как показано на рис. 42.

При определении тормозного момента измеряют напряжение кручения балки моста между опорным тормозным диском и креплением балки к упругому элементу подвески. На этом участке наклеивают четыре тензодатчика, расположенные крестообразно. Два датчика наклеивают в горизонтальной, а два в вертикальной

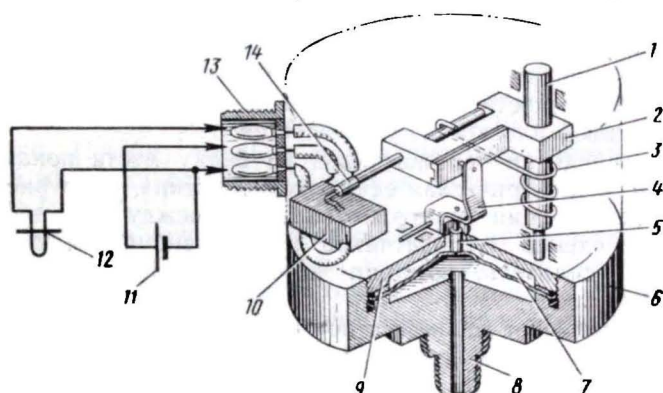


Рис. 43. Схема датчика для измерения давления в тормозной системе автомобиля

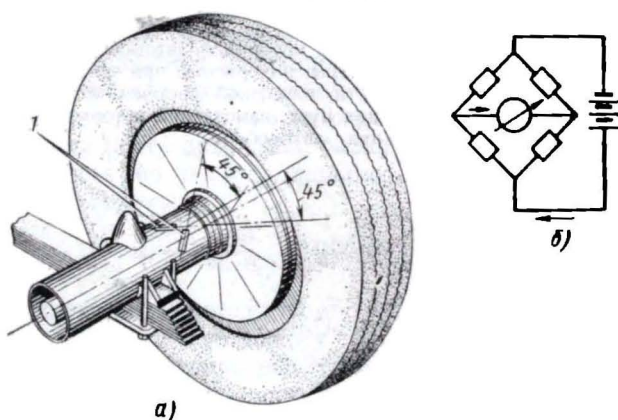


Рис. 44. Определение тормозной силы автомобиля;
а — схема наклейки тензодатчиков на балку ведущего моста автомобиля; б — электрическая схема включения тензодатчиков;
1 — тензодатчики

плоскостях под углом 45° к осевой линии балки. В балке моста возникают напряжения изгиба от вертикальной нагрузки и кручения от касательных сил. Все четыре датчика испытывают кручение, а два датчика, расположенные в вертикальной плоскости, кроме того, и изгиб. Для получения электрического сигнала, пропорционального только тормозному моменту, верхний и нижний тензодатчики включают так, чтобы они были расположены

в противоположных плечах мостовой схемы. Растяжение от изгибной нагрузки верхнего датчика вызывает увеличение его сопротивления, а сжатие нижнего датчика — уменьшение сопротивления. В результате электрический ток в диагонали измерительного моста остается на нулевом уровне, сигнал от напряжений изгиба балки на выходе измерительного моста отсутствует. При приложении тормозного момента сопротивление всех четырех датчиков меняется одинаково. Сопротивление датчиков, лежащих в горизонтальной плоскости, увеличивается, а датчиков, расположенных в вертикальной плоскости, уменьшается.

Схема наклейки тензодатчиков на балку моста показана на рис. 44, а, а электрическая схема их включения — на рис. 44, б.

Для регистрации тормозного момента между мостовой измерительной схемой тензодатчиков и гальванометром самописца включают усилитель, принцип действия которого рассмотрен в гл. IV.

При проведении дорожных испытаний автомобиля принимают меры для обеспечения безопасности водителя, оператора и самого автомобиля (см. § 25).

Контрольные вопросы

1. Каковы требования к условиям испытаний автомобиля при определении его тормозных показателей? Параметры, измеряемые при этих испытаниях автомобилей? Нормативы эффективности тормозной системы автомобиля?
2. Опишите методы определения пути, замедлений и тормозных сил (моментов), при тормозных испытаниях автомобиля.

ТОПЛИВНАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

§ 33. Измерители и показатели топливной экономичности

Топливо является важнейшим эксплуатационным материалом, который автомобильный транспорт потребляет в большом количестве. Стоимость топлива составляет 10—15% всех затрат на перевозки. Поэтому топливо необходимо использовать с максимальной эффективностью, не допуская неоправданных его затрат и потерь.

Совершенство конструкции автомобиля с точки зрения топливной экономичности оценивают по *общему расходу топлива Q в л*, отнесенного к длине пройденного пути S в км или к транспортной работе в тонно-километрах. *Удельный путевой расход топлива* при пробеге автомобилем 100 км (в л)

$$q_n = 100Q/S. \quad (163)$$

Расход топлива на единицу пробега не учитывает транспортной работы, выполняемой автомобилем, что может привести к неверным выводам при оценке топливной экономичности. Так, у автомобиля, перевозящего груз, расход топлива на единицу пробега всегда больше, чем у того же автомобиля, работающего без нагрузки. Поэтому более правильно оценивать топливную экономичность автомобиля по *расходу топлива, отнесенному к единице транспортной работы*:

$$q_t = \frac{Q\rho_t}{M_{гр}S_{гр}} 1000 \text{ г/(т·км)}, \quad (164)$$

где ρ_t — плотность топлива, г/см³; $M_{гр}$ — масса перевезенного груза, т; $S_{гр}$ — пробег автомобиля с грузом, км.

Измерителем q_t обычно пользуются для оценки топливной экономичности не отдельного автомобиля, а автомобильного парка, находящегося в ведении автотранспортного предприятия. По величине этого измерителя транспортные управления министерств и ведомств планируют расход топлива на перспективу автотранспортным предприятиям и контролируют их производственно-финансовую деятельность. Рациональная организация перевозок обуславливает увеличение коэффициентов использования пробега и грузоподъемности, а следовательно, уменьшение расхода топлива на единицу транспортной работы.

В качестве измерителей топливной экономичности двигателя используют *часовой расход топлива G_t (в килограммах за 1 ч работы)*, а также *удельный эффективный расход g_e (в граммах на 1 кВт за 1 ч работы)*.

Часовой расход топлива (в кг/ч)

$$G_{\tau} = g_{\tau} N_e / 1000 \quad (165)$$

или

$$G_{\tau} = 3600 Q_{\rho_{\tau}} / t, \quad (166)$$

где t — время, соответствующее расходу топлива Q или пути S в м [формула (163)], с.

Из формул (165) и (166) получаем

$$G_{\tau} = 36 \rho_{\tau} q_n S / t. \quad (167)$$

Решив совместно уравнения (165) и (167), определим путевой расход топлива в л на 100 км пробега:

$$q_n = g_{\tau} N_e / 36 \rho_{\tau} v. \quad (168)$$

§ 34. Топливно-экономическая характеристика автомобиля

Топливно-экономической характеристикой автомобиля называют график зависимости удельного путевого расхода топлива q_n от скорости автомобиля v и коэффициента сопротивления дороги ψ

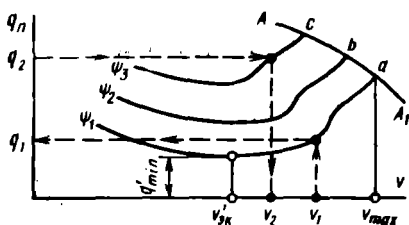


Рис. 45. Топливно-экономическая характеристика автомобиля

(рис. 45). Этот график характеризует топливную экономичность автомобиля при его равномерном движении и позволяет определить расход топлива по известным величинам v и ψ . Например, при движении автомобиля со скоростью v_1 по дороге, качество которой характеризуется коэффициентом ψ_1 , расход топлива равен q_1 .

Можно решить и обратную задачу: определить максимальную возможную скорость, которую может развить автомобиль при данном расходе топлива. Так, если расход топлива не должен превышать q_2 , то на дороге с коэффициентом сопротивления ψ_2 скорость автомобиля не должна превышать v_2 . Задачи подобного рода возникают при выявлении экономически целесообразной скорости движения автомобиля на автомагистралях.

Каждая кривая графика имеет две характерные точки. Одна из них определяет минимальный расход топлива при движении по дороге с данным коэффициентом ψ (например, q'_{min} при ψ_1). Скорость $v_{экон}$, соответствующую этому расходу, называют *экономической*. Другая (конечная) точка кривой определяет расход топлива при полной нагрузке двигателя, что соответствует скорости движения, максимально возможной при данном коэффициенте ψ (точки a , b , c). Огибающая кривая AA_1 , проведенная

через эти точки, представляет собой изменение путевого расхода топлива в зависимости от скорости при полной нагрузке двигателя. Перегибы в правых частях кривых вызваны обогащением смеси при включении экономайзера.

Показателем топливной экономичности автомобиля служит *минимальный путевой расход топлива*, соответствующий скорости $v_{эк}$ при испытаниях автомобиля с полной нагрузкой на горизонтальном участке дороги с твердым покрытием. Указываемый в технических характеристиках автомобилей контрольный расход топлива практически мало отличается от минимального расхода.

§ 35. Влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на расход топлива

Выясним основные факторы, от которых зависит путевой расход топлива q_n .

Во время движения автомобиля эффективная мощность N_e двигателя затрачивается на преодоление рассмотренных выше сопротивлений движению. Из уравнения мощностного баланса имеем

$$N_e = N_{\tau} + N_{тр} = (P_d + P_s + P_n) \frac{v}{1000\eta_{тр}}. \quad (169)$$

Подставив выражение (168) в формулу (169), получим

$$q_n = \frac{g_e}{36000\rho_{\tau}\eta_{тр}} (P_d + P_s + P_n). \quad (170)$$

Расход топлива на единицу пробега уменьшается при улучшении топливной экономичности двигателя, оцениваемой величиной g_e . Все конструктивные параметры двигателя и особенности его рабочего процесса, от которых зависит g_e , влияют на топливную экономичность автомобиля. Так, например, автомобили с дизелями, минимальный эффективный расход топлива которых находится в пределах 230—290 г/(кВт·ч), обычно экономичнее автомобилей с карбюраторными двигателями, расходующими 290—380 г/(кВт·ч).

Расход топлива автомобилем возрастает в случае увеличения сил сопротивления трансмиссии, дороги и воздуха. При разгоне автомобиля часть топлива расходуется на увеличение его кинетической энергии, вследствие чего путевой расход топлива возрастает.

Пример. Определить путевой расход топлива автомобилем при равномерном движении, если $g_e = 300$ г/(кВт·ч), $P_d = 800$ Н; $P_s = 700$ Н; $\eta_{тр} = 0,9$; $\rho_{\tau} = 0,75$ кг/л.

Решение. Путевой расход топлива на 100 км

$$q_n = \frac{300(800 + 700)}{36000 \cdot 0,75 \cdot 0,9} = 18,5 \text{ л.}$$

Практическое использование уравнения (170) для определения расхода топлива затруднено тем, что КПД трансмиссии, входящий в это уравнение, не является постоянной величиной, а зависит от условий движения автомобиля. Согласно формуле (15), чем меньше силы сопротивления движению, тем меньше тяговый момент M_T и КПД трансмиссии $\eta_{тр}$. В случае движения автомобиля с малой скоростью по дороге хорошего качества, когда силы P_d и P_b невелики, КПД $\eta_{тр}$ может быть намного меньше, чем указано в табл. 1. Поэтому, считая КПД трансмиссии постоянным, вносят некоторую ошибку в величину путевого расхода топлива. Однако с этим приходится мириться, так как введение переменного КПД в расчеты намного осложняет их.

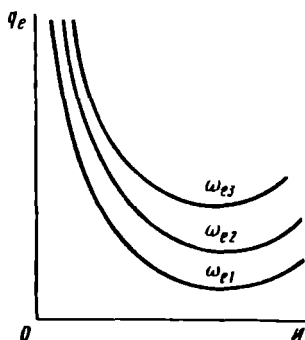


Рис. 46. Зависимость расхода топлива g_e от степени использования мощности $И$ и угловой скорости коленчатого вала ω_e двигателя

Кроме того, удельный расход топлива g_e не является независимой переменной, а изменяется при изменении угловой скорости ω_e и степени использования мощности $И$ двигателя (рис. 46). При работе двигателя с малой нагрузкой относительные затраты энергии на преодоление внутреннего сопротивления в двигателе велики. Поэтому в области малых значений $И$ кривые удельного расхода g_e поднимаются вверх. По мере увеличения степени использования мощности $И$ топливная экономичность улучшается, так как удельный эффективный расход снижается. При больших нагрузках и использовании мощности, близком к полному, включается экономайзер карбюратора, обогащающий горючую смесь и вызывающий повышение расхода g_e . Таким образом, увеличение или уменьшение сопротивления движению вызывает изменение мощности двигателя и скорости автомобиля, что отражается на величине g_e и осложняет расчет расхода топлива.

Чтобы определить расход топлива автомобилем в определенных дорожных условиях, необходимо располагать экспериментальным графиком — нагрузочной характеристикой двигателя. Если экспериментальных данных нет, то можно воспользоваться следующей методикой.

Вначале определяют удельный эффективный расход топлива в г/(кВт·ч) по формуле

$$g_e = k_{\text{ск}} k_{\text{и}} g_{e \text{ min}}, \quad (171)$$

где $k_{\text{ск}}$ и $k_{\text{и}}$ — коэффициенты, учитывающие соответственно изменения величины g_e в зависимости от угловой скорости коленчатого вала ω_e и степени использования мощности $И$ двигателя, $g_{e \text{ min}}$ — минимальный удельный эффективный расход топлива, г/(кВт·ч).

Примерные значения коэффициента k_n приведены на рис. 47, а, на котором сплошная линия характеризует изменение этого коэффициента для карбюраторных двигателей, а штриховая — для дизелей. Кривая $k_{ск}$ (рис. 47, б) относится к двигателям обоих типов.

Согласно уравнениям (170) и (171) при $P_n = 0$ можно написать

$$q_n = \frac{k_{ск} k_n (P_d + P_b) g_e m_{лн}}{36\,000 \rho_r \eta_{тр}}. \quad (172)$$

Для построения топливно-экономической характеристики строят график мощностного баланса автомобиля. Задавшись несколькими значениями коэффициента сопротивления дороги,

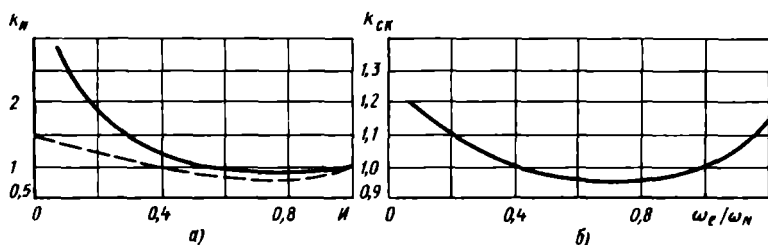


Рис. 47. Графики к расчету топливно-экономической характеристики:

а — изменение коэффициента k_n ; б — изменение коэффициента $k_{ск}$

определяют мощность N_d и суммарную мощность $N_d + N_b$, а затем наносят их на график (рис. 48). Разделив диапазон изменения скорости на высшей передаче от v_{min} до v_{max} на несколько интервалов, для каждого значения скорости определяют отношение v/v_n (или ω_e/ω_n) и с помощью графика на рис. 47, б находят значение $k_{ск}$. Для каждого значения v (или ω_e) по графику мощностного баланса определяют значения N_t и $N_d + N_b$. Затем находят степень использования мощности η при данном коэффициенте ψ , а далее по графику на рис. 47, а определяют коэффициент k_n . Подставляя найденные значения $k_{ск}$ и k_n в формулу (172), вычисляют расход топлива q_n при движении автомобиля по дороге с данным коэффициентом ψ . Повторив расчеты для других его значений, строят топливно-экономическую характеристику автомобиля.

Топливно-экономическая характеристика автомобиля не учитывает непрерывного изменения дорожной обстановки и связанных с ним изменений скоростного и нагрузочного режимов работы двигателя.

Ухудшение технического состояния автомобиля приводит к увеличению расхода топлива. Топливная экономичность ухудшается главным образом в результате неправильной регулировки приборов системы питания и зажигания, а также распределительного

механизма двигателя. Так, при неисправном экономайзере расход топлива может увеличиться на 10—15%. Отклонение уровня топлива в поплавковой камере карбюратора от нормального также сопровождается ухудшением топливной экономичности, в особенности при малой скорости движения автомобиля. Если не работает одна свеча зажигания, то расход топлива у автомобиля с шестицилиндровым двигателем возрастает на 20—25%; при двух неисправных свечах он увеличивается на 50—60%.

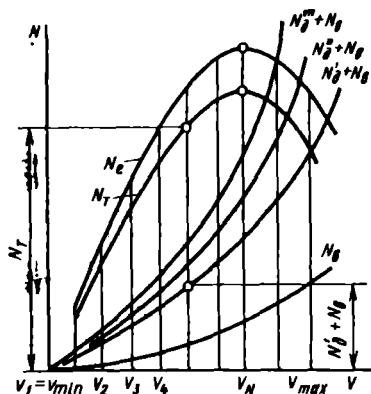


Рис. 48. Определение степени использования мощности H

Неправильная установка зажигания может вызвать повышение расхода топлива на 80%.

Работа вспомогательного оборудования автомобиля (стеклоочистителя, вентилятора обдува ветрового стекла и его обогревателя и т. п.) также связана с дополнительным расходом топлива.

Большое значение имеет тепловой режим двигателя.

При чрезмерном охлаждении двигателя резко возрастают тепловые потери и, как следствие, уменьшается индикаторный КПД двигателя. Кроме того, часть топлива поступает в цилиндры в виде неиспарившихся капель и не успевает сгореть. Все это приводит

к увеличению расхода топлива и ухудшению топливной экономичности автомобиля. На рис. 49, а показаны топливно-экономические характеристики автомобиля, соответствующие трем значениям температуры охлаждающей воды. При уменьшении температуры воды с 95 до 75° С расход топлива увеличивается на 6—7%, а при понижении ее до 65° С — почти на 25% (см., например, точки А, В и С).

На топливную экономичность автомобиля влияет также техническое состояние агрегатов шасси. Неправильная регулировка шестерен главной передачи, радиально-упорных подшипников и тормозов, малое давление воздуха в шинах или неправильно отрегулированное схождение управляемых колес вызывают дополнительное сопротивление движению и, как следствие, перерасход топлива.

На рис. 49, б приведены топливно-экономические характеристики автомобиля грузоподъемностью 2,5 т с различным давлением воздуха в шинах $p_{ш}$. Уменьшение давления с 0,3 до 0,2 МПа (при скорости 15 м/с) увеличивает расход q_n почти на 17%.

Влияние типа шин на расход топлива иллюстрирует рис. 49, в. В случае замены обычных шин (кривая 2) широкопрофильными

(кривая 1) расход топлива во всем эксплуатационном диапазоне скоростей автомобиля уменьшается, а при замене обычных шин арочными (кривая 3) он возрастает.

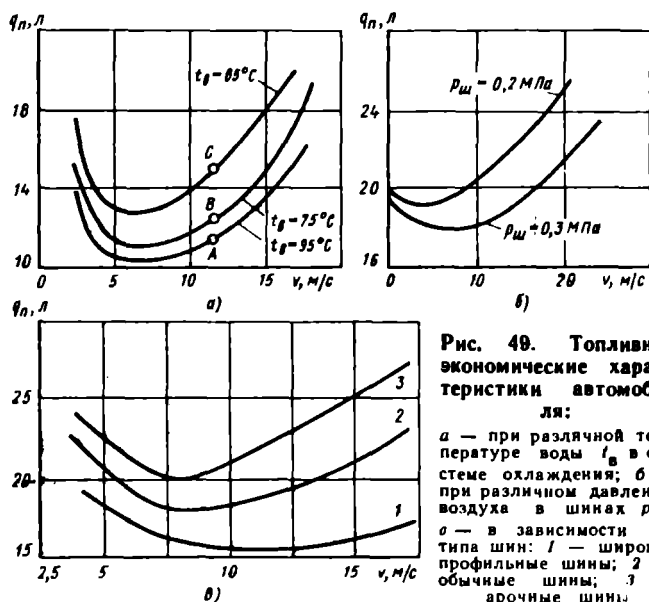


Рис. 49. Топливо-экономические характеристики автомобиля:

а — при разл. темп. воды $t_{\text{в}}$ в системе охлаждения; б — при разл. давлении воздуха в шинах $p_{\text{ш}}$; в — в зависимости от типа шин: 1 — широкопрофильные шины; 2 — обычные шины; 3 — арочные шины.

§ 36. Топливная экономичность автопоезда

Работа автомобиля в составе автопоезда сопряжена с повышением расхода топлива на единицу пробега. Однако увеличение расхода непропорционально возрастанию сил сопротивления движению, так как при буксировке прицепов или полуприцепов степень использования мощности двигателя выше, чем при движении одиночного автомобиля, что уменьшает удельный эффективный расход топлива.

Кроме того весьма заметно снижается расход топлива на единицу произведенной транспортной работы (или на единицу массы перевезенного груза), что уменьшает стоимость перевозок. На дорогах с твердым покрытием, не имеющих крутых и затяжных подъемов, при использовании прицепов экономия топлива на 1 т·км может составлять 15—20%.

Чтобы выяснить причину улучшения топливной экономичности в результате применения прицепов, определим расход топлива, приходящийся на единицу транспортной работы.

Согласно формуле (170) при равномерном движении автопоезда

$$q_{\text{гр}} = \frac{q_{\text{п}}}{G_{\text{гр}}} = \frac{g_{\text{е}}(P_{\text{д}} + P_{\text{в}})}{36000\rho_{\text{т}}\eta_{\text{гр}}G_{\text{гр}}}, \quad (173)$$

где $G_{\text{гр}}$ — масса перевозимого груза, кг.

Сила сопротивления дороги

$$P_d = G\psi = (G_o + G_{гр})\psi, \quad (174)$$

где G_o — вес автомобиля без груза.

Следовательно,

$$q_{гр} = \frac{g_e [(G_o + G_{гр})\psi + P_d]}{36\,000\rho_r\eta_{тр}G_{тр}} \quad (175)$$

или, пренебрегая силой P_d ,

$$q_{гр} = \frac{g_e\psi}{36\,000\rho_r\eta_{тр}} \left(\frac{G_o}{G_{тр}} + 1 \right). \quad (176)$$

Собственная масса прицепа значительно меньше массы автомобиля той же грузоподъемности. Например, собственная масса автомобиля ЗИЛ-130 (грузоподъемность 5 т) составляет 4300 кг, а собственная масса полуприцепа той же грузоподъемности — всего 2540 кг. Поэтому в случае применения прицепа количество перевозимого груза увеличивается вдвое, а собственная масса автопоезда возрастает всего на 50—60%. Кроме того, степень использования мощности двигателя у автомобиля, буксирующего прицеп, выше, чем у одиночного автомобиля, следовательно, g_e меньше. КПД трансмиссии седельного тягача выше, чем КПД бортового автомобиля, так как больше нагрузка, передаваемая трансмиссией. В результате расход топлива, отнесенный к единице транспортной работы, q_t у автопоезда значительно меньше.

§ 37. Понятие о нормах расхода топлива

Нормирование топлива стимулирует снижение народнохозяйственных затрат на перевозки пассажиров и грузов.

Приведенные выше формулы удобны для анализа влияния отдельных факторов на расход топлива, но требуют трудоемких расчетов и не учитывают многих факторов, вызывающих увеличение расхода топлива в эксплуатационных условиях.

В результате проведения теоретических и экспериментальных работ установлено, что расход топлива в литрах на 100 км можно выразить уравнением

$$q_n = A_t + B_t(P_d + P_b), \quad (177)$$

где A_t — расход топлива, вызванный внутренними (тепловыми и механическими) потерями энергии в двигателе, л; B_t — приращение расхода топлива, соответствующее суммарной силе сопротивления движению, равной 1 Н, л.

Подставив значение силы сопротивления дороги согласно формуле (174), получим

$$q_n = [A_t + B_t(G_o\psi + P_b)] + B_tG_{тр}\psi. \quad (178)$$

Таким образом, расход топлива можно рассматривать как величину, состоящую из двух частей, одна из которых представляет

собой постоянные потери энергии в двигателе и затраты ее на передвижение автомобиля (выражение в прямоугольных скобках), а другая — расход топлива, необходимого для перемещения груза, т. е. для выполнения транспортной работы. Помножив обе части уравнения (178) на величину пробега S в км и разделив их на 100, получим формулу для определения расхода топлива (в л) по нормам

$$Q = k_{11} \frac{S}{100} + k_{12} \frac{w_{тп}}{100}, \quad (179)$$

где $k_{11} = A_1 + B_1 (G_0 \psi + P_0)$ — норма расхода топлива на передвижение автомобиля и внутренние потери в двигателе; $k_{12} = 1000 \psi B_1$ — норма расхода топлива на единицу транспортной работы $w_{тп}$.

Топливо расходуется также при пребывании автомобиля в пунктах погрузки и разгрузки, в которых автомобиль маневрирует, часто двигаясь задним ходом, а также простаивает определенное время при погрузке и разгрузке. Маневрирование автомобиля связано с непроизводительным расходом топлива, а его простой — с остыванием агрегатов (двигателя, коробки передач, ведущего моста), на разогрев которых при последующем движении необходимо затратить топливо. Поэтому пребывание автомобиля в погрузочно-разгрузочных пунктах сопряжено с дополнительным расходом топлива. Чтобы учесть его, в уравнение нормирования вводят третий член, пропорциональный числу ездов z_e :

$$Q = k_{11} \frac{S}{100} + k_{12} \frac{w_{тп}}{100} + k_{13} z_e, \quad (180)$$

где k_{13} — норма дополнительного расхода топлива на каждую езду, л.

Конкретные нормы k_{11} , k_{12} и k_{13} зависят от типа автомобиля и условий его работы. Грузовые автомобили с бортовой платформой осуществляют перевозки на большие расстояния и число ездов, приходящееся на 100 км пробега, у них сравнительно невелико. Норму расхода топлива k_{13} для этих автомобилей обычно включают в норму расхода k_{11} . Автомобили-самосвалы работают на коротких расстояниях, но загружены полностью и перевозят груз только в одном направлении. Это позволяет упростить расчеты, включив для них норму расхода топлива k_{12} в норму расхода k_{11} , и определять общую норму расхода топлива по первому и третьему членам уравнения (180). У легковых автомобилей масса полезной нагрузки невелика по сравнению с собственной массой автомобиля, поэтому для них норму расхода топлива относят к единице пробега (к 100 км).

При нормировании расхода топлива автопоездом пользуются уравнением (180). Так как автопоезда обычно перевозят грузы на большие расстояния, то используют лишь первые два члена этого уравнения. При этом норму k_{11} расхода топлива на пробег 100 км

для автопоезда увеличивают на каждую тонну собственной массы прицепа по сравнению с нормой для одиночного автомобиля на 2,5 л для тягачей с карбюраторными двигателями и на 1,5 л для тягачей с дизелями. Норма $k_{т2}$ расхода на единицу транспортной работы остается той же, что и для одиночного автомобиля.

Контрольные вопросы

1. Назовите основные измерители и показатели топливной экономичности автомобиля и автопоезда.
2. От каких факторов зависит расход топлива?
3. Что такое топливно-экономическая характеристика автомобиля, как ее построить и какие эксплуатационные задачи можно решить с ее помощью?
4. Зачем нужны нормы расхода топлива?

ЗАДАЧИ

Задача 1. Двигатель грузового автомобиля развивает мощность 300 кВт. Найти часовой расход топлива G_T , если известно, что удельный эффективный расход $g_e = 350$ г/(кВт·ч).

Задача 2. Найти путевой расход топлива q_p при равномерном движении автомобиля и при разгоне его с ускорением, равным $0,28$ м/с², если известно, что $g_e = 320$ г/(кВт·ч), $P_d = 1000$ Н; $P_n = 650$ Н; $P_v = 850$ Н; $\rho_T = 0,76$ кг/л, а КПД трансмиссии $\eta_{ТР}$ постоянен и равен 0,88.

Задача 3. Полностью груженный автомобиль ЗИЛ-130 при движении со скоростью $v = 25$ м/с расходует в час 36 л топлива. Определить расход топлива на 100 км пути и на единицу транспортной работы (на 1 т·км), если плотность топлива $\rho_T = 0,75$ кг/л.

Глава VII

УСТОЙЧИВОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

§ 38. Показатели устойчивости автомобиля

Под потерей автомобилем устойчивости подразумевают опрокидывание или скольжение автомобиля. В зависимости от направления опрокидывания и скольжения различают *продольную и поперечную устойчивость*.

Более вероятна и более опасна потеря поперечной устойчивости, которая происходит под действием центробежной силы, поперечной составляющей силы тяжести автомобиля, силы бокового ветра, а также в результате ударов колес о неровности дороги.

Показателями поперечной устойчивости автомобиля являются *максимально возможные скорости движения по окружности и углы поперечного уклона дороги (косогора)*. Оба показателя могут быть определены из условий поперечного скольжения колес (заноса) и опрокидывания автомобиля. Таким образом, имеются четыре показателя поперечной устойчивости:

v_z — максимальная (критическая) скорость движения автомобиля по окружности, соответствующая началу его заноса, м/с;

v_0 — максимальная (критическая) скорость движения автомобиля по окружности, соответствующая началу его опрокидывания, м/с;

β_z — максимальный (критический) угол косогора, соответствующий началу поперечного скольжения колес, °;

β_0 — максимальный (критический) угол косогора, соответствующий началу опрокидывания автомобиля, °.

При теоретическом анализе факторов, влияющих на поперечную устойчивость автомобиля, необходимо знать величину поперечной силы, вызывающей занос или опрокидывание автомобиля. В случае движения автомобиля на повороте такой силой является центробежная сила. Чтобы определить ее, рассмотрим схему, показанную на рис. 50. Для упрощения примем, что автомобиль является плоской фигурой и движется по горизонтальной дороге, а шины в поперечном направлении не деформируются.

На участке дороги 1—2 автомобиль движется прямолинейно, и его управляемые колеса находятся в нейтральном положении. На участке 2—3 водитель поворачивает управляемые колеса, и автомобиль движется по кривой переменного радиуса (первой переходной кривой). На участке 3—4 положение управляемых колес, повернутых на определенный угол θ , остается неизменным, а радиус R траектории движения средней точки задней оси — постоянным. На участке 4—5 (второй переходной кривой) водитель поворачивает управляемые колеса в обратную сторону и радиус R

постепенно увеличивается. На участке 5—6 автомобиль снова движется прямолинейно.

При равномерном движении по дуге постоянного радиуса центробежная сила (в Н)

$$P_0 = M_a \omega^2 \rho, \quad (181)$$

где M_a — масса автомобиля, кг; ω — угловая скорость автомобиля при повороте, рад/с; ρ — радиус кривизны траектории центра тяжести автомобиля, м.

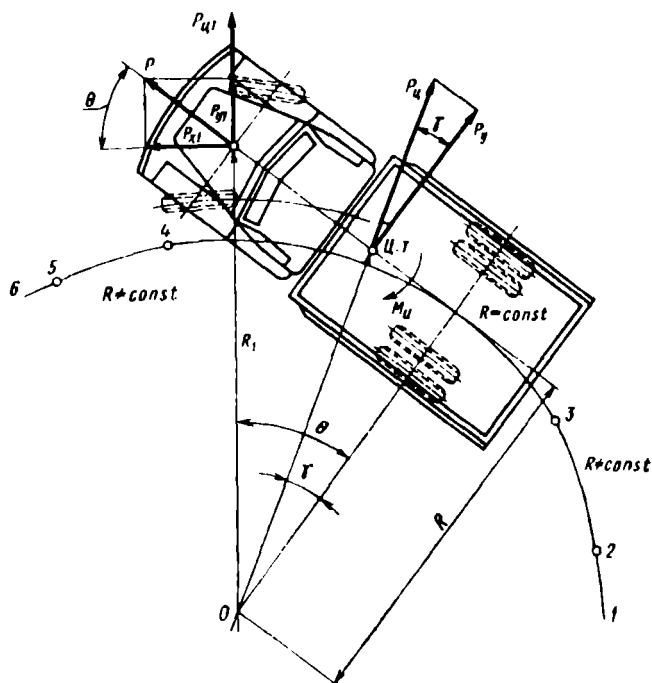


Рис. 50. Движение автомобиля на повороте

Вместе с тем

$$\omega = v/R; \quad \rho = R/\cos \gamma; \quad (182)$$

$$R = L/\tan \theta \approx L/\theta, \quad (183)$$

где γ — угол между радиусом поворота центра тяжести и продолжением оси задних колес; L — база автомобиля; θ — угол между продольной осью автомобиля и вектором скорости средней точки передней оси; этот угол приблизительно равен полусумме углов поворота управляемых колес.

Потеря устойчивости автомобилем особенно опасна при большой скорости, когда движение его близко к прямолинейному. Угол θ при этом сравнительно невелик и можно считать, что $\tan \theta \approx \theta$.

Таким образом, центробежная сила, действующая на автомобиль при его равномерном движении по дуге окружности,

$$P_{\text{ц}} = M_a v^2 / R \cos \gamma \approx M_a v^2 \theta / L \cos \gamma. \quad (184)$$

Поперечная составляющая центробежной силы

$$P_y = P_{\text{ц}} \cos \gamma = M_a v^2 \theta / L. \quad (185)$$

При движении по переходным кривым на автомобиль действует также сила, вызванная изменением кривизны траектории. Поперечная составляющая этой силы

$$P'_y = \frac{M_a v^b}{L} \omega_{y \kappa}, \quad (186)$$

где b — расстояние от центра тяжести автомобиля до задней оси, м; $\omega_{y \kappa}$ — угловая скорость поворота управляемых колес, рад/с.

Следовательно, суммарная центробежная сила, действующая на автомобиль во время поворота управляемых колес,

$$P_{\text{сум}} = P_y + P'_y = (M_a / L) (v^2 \theta + v b \omega_{y \kappa}). \quad (187)$$

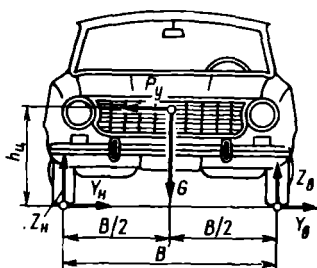


Рис. 51. Схема для расчета критической скорости

Сила P_y , действующая на автомобиль при криволинейном движении, пропорциональна квадрату скорости автомобиля v^2 и углу θ . Сила P'_y действует только во время поворота передних колес и возрастает с увеличением их угловой скорости и скорости автомобиля. При входе автомобиля в поворот скорость $\omega_{y \kappa}$ положительна и сила P'_y , складываясь с силой P_y , увеличивает опасность опрокидывания или заноса. При выходе из поворота скорость $\omega_{y \kappa}$ отрицательна и автомобиль может двигаться с большей скоростью без потери устойчивости. Практически сила P'_y влияет на устойчивость автомобиля лишь в начальный (при входе в поворот) и в конечный (при выходе из него) моменты времени, когда она соизмерима с силой P_y . На остальных участках траектории в большинстве случаев влияние силы P'_y незначительно.

Во время криволинейного движения автомобиля возникает также инерционный момент $M_{\text{и}}$, действующий в горизонтальной плоскости, но обычно влияние этого момента на устойчивость невелико и им можно пренебречь.

Определим критические скорости автомобиля по условиям опрокидывания и заноса (рис. 51). При повороте под действием центробежной силы P_y автомобиль может опрокинуться относительно оси, проходящей через центры контактов шин наружных колес с дорогой. Составим уравнение моментов сил относительно этой оси

$$G 0,5B - P_y h_{\text{ц}} = Z_{\text{н}} B, \quad (188)$$

где Z_0 — сумма нормальных реакций дороги, действующих на внутренние колеса автомобиля, Н.

В момент начала опрокидывания внутренние колеса автомобиля оторвутся от дороги и реакции Z_0 станут равны нулю. Тогда

$$0,5GB = P_y h_u. \quad (189)$$

Подставив вместо силы P_y ее значение из формулы (184), получим выражение для критической скорости по условиям опрокидывания (в м/с)

$$v_0 = \sqrt{BLg/2h_u\theta} \approx \sqrt{BRg/2h_u}. \quad (190)$$

В результате действия силы P_y может начаться также скольжение шин по дороге в поперечном направлении (занос). Сумма поперечных реакций Y_0 и Y_n дороги при этом равна сумме сил сцепления с дорогой всех шин автомобиля:

$$\begin{aligned} Y_0 + Y_n &= G\varphi_y; \\ Y_0 + Y_n &= P_y = M_s v^2 \theta / L. \end{aligned} \quad (191)$$

Отсюда критическая скорость по условиям заноса (в м/с)

$$v_s = \sqrt{L\varphi_y g / \theta} \approx \sqrt{Rg\varphi_y}. \quad (192)$$

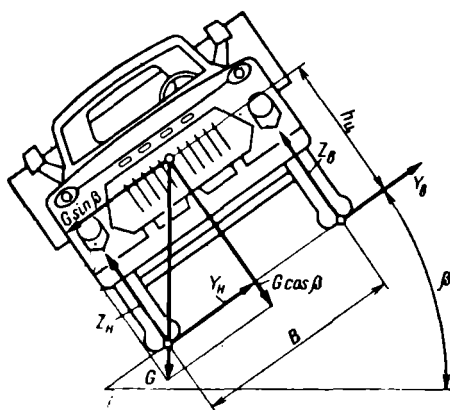


Рис. 52. Схема для расчета критического угла косогоора

Автомобиль может потерять поперечную устойчивость и во время прямолинейного движения, если водитель очень резко повернет управляемые колеса, хотя бы и на небольшой угол. Возникающая при этом центробежная сила может весьма быстро достигнуть значения силы сцепления шин с дорогой и вызвать занос.

Определим промежуток времени, в течение которого центробежная сила увеличится до опасного предела, предполагая, что водитель поворачивает управляемые колеса с постоянной скоростью. В момент возникновения заноса сила $P_{сум} = P_{сд}$, или

$$\frac{M_s \omega_{у.к}}{L} (v^2 t + vb) = G\varphi_y. \quad (193)$$

Откуда время (в с)

$$t = \frac{1}{v} \left(\frac{Lg\varphi_y}{\omega_{у.к}} - b \right). \quad (194)$$

Если скорость автомобиля велика, а коэффициент сцепления мал, то резкий поворот управляемых колес вызовет занос автомобиля в течение весьма короткого промежутка времени. В осо-

бенно неблагоприятных условиях это время может оказаться меньше времени реакции водителя и он не успеет принять мер для ликвидации начавшегося заноса.

При движении автомобиля по дороге с поперечным уклоном потеря устойчивости возможна вследствие действия поперечной составляющей силы тяжести автомобиля, равной $G \sin \beta$ (рис. 52). Составим уравнение моментов всех сил относительно оси, проходящей через центры контактов шин наружных колес с дорогой:

$$Z_a B + G \sin \beta h_{\text{ц}} = G \cos \beta 0,5B. \quad (195)$$

В момент начала опрокидывания автомобиля реакция $Z_a = 0$. Таким образом, критический угол косогора по условиям опрокидывания

$$\beta_0 = \arctg (B/2h_{\text{ц}}). \quad (196)$$

Из формул (190) и (196) следует, что возможность автомобиля противостоять опрокидыванию в большой степени зависит от отношения $B/2h_{\text{ц}}$, называемого коэффициентом поперечной устойчивости $\eta_{\text{поп}}$. Ниже приведены средние значения этого коэффициента и соответствующие ему величины угла β_0 (в скобках) для автомобилей различных типов:

Легковые автомобили	0,9—1,2 (40—50°)
Грузовые	0,55—0,80 (30—40°)
Автобусы	0,50—0,60 (25—35°)

Критический угол косогора по условиям заноса определим, спроектировав все силы на плоскость дороги:

$$G \sin \beta = Y_a + Y_n. \quad (197)$$

Вместе с тем по условиям сцепления шин с дорогой сумма поперечных реакций в момент начала заноса

$$Y_a + Y_n = G \cos \beta \varphi_y. \quad (198)$$

Следовательно, критический угол косогора по условиям заноса

$$\beta_z = \arctg \varphi_y. \quad (199)$$

Для обеспечения безопасности движения автомобиля по кривым малых радиусов устраивают вираж, на котором проезжая часть и обочины имеют поперечный наклон к центру кривой (односкатный поперечный профиль).

§ 39. Занос колес переднего и заднего мостов автомобиля

Выше поперечная устойчивость автомобиля рассматривалась в предположении, что при заносе колеса обоих мостов начинают скользить в поперечном направлении одновременно. Обычно начинают скользить колеса одного моста, вследствие чего при-

ходится рассматривать устойчивость не всего автомобиля в целом, а одного из его мостов.

Согласно формуле (59) для качения колеса без скольжения должно быть соблюдено условие

$$Y \leq \sqrt{Z^2 \psi^2 - X^2} \quad (200)$$

Поперечная сила, которую можно приложить к колесу, не вызывая его скольжения, тем больше, чем больше сила сцепления и чем меньше касательная реакция дороги. Наиболее устойчиво

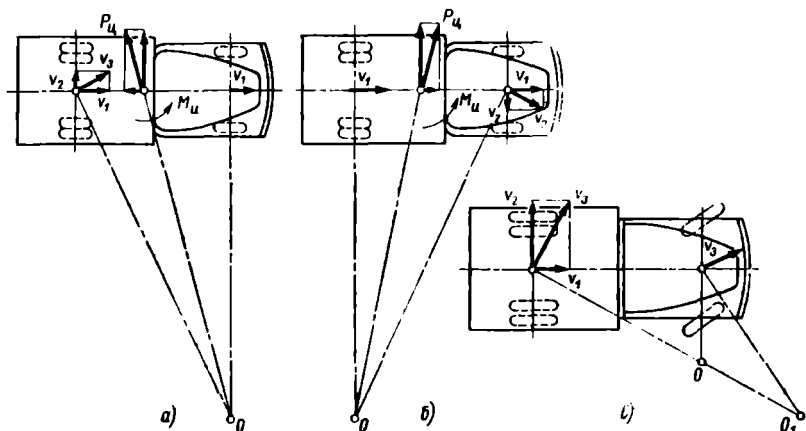


Рис. 53. Занос осей автомобиля:
а — задней; б — передней; в — гашение заноса

в поперечном направлении ведомое колесо, у которого касательная реакция невелика сравнительно с силой P_y . Колесо, нагруженное силой тяги или тормозной силой, хуже противостоит заносу, чем ведомое колесо. Если касательная реакция достигла значения силы сцепления, то для того чтобы произошло боковое скольжение, достаточно приложить к колесу небольшую поперечную силу.

На рис. 53, а показан автомобиль, у которого передние колеса движутся поступательно со скоростью v_1 , а задний мост, двигаясь со скоростью v_1 , скользит вследствие заноса со скоростью v_2 в поперечном направлении. В результате задний мост перемещается со скоростью v_3 , что вызывает поворот автомобиля вокруг центра O . Поперечная составляющая возникающей при этом центробежной силы P_n действует в направлении скольжения заднего моста, увеличивая занос. Это вызывает дальнейшее возрастание центробежной силы, в результате чего занос прогрессирует. Поэтому занос заднего моста опаснее заноса переднего (рис. 53, б), при котором поперечная составляющая силы P_n направлена в сторону, противоположную скорости бокового скольжения. След-

ствие этого скольжение передних колес автоматически прекращается, и автомобиль не теряет устойчивости.

Для устранения заноса заднего моста необходимо уменьшить касательную реакцию на ведущих колесах, прекратив торможение или прикрыв дроссельную заслонку, и повернуть передние колеса в сторону начавшегося заноса. Если во время заноса передние колеса занимали нейтральное положение, а центр поворота находился в точке O (рис. 53, а), то после поворота передних колес он сместится в точку O_1 . Радиус поворота при этом увеличится, что уменьшит центробежную силу.

Поворот передних колес на чрезмерно большой угол может вызвать скольжение задних колес в обратную сторону и движение автомобиля в направлении, соответствующем новому положению управляемых колес. Поэтому сразу же после прекращения заноса их следует вернуть в нейтральное положение.

Чтобы избежать потери автомобилем устойчивости, необходимо плавно уменьшать скорость до начала поворота, в особенности на влажной и скользкой дороге.

§ 40. Влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на поперечную устойчивость автомобиля

При определении показателей устойчивости было принято, что автомобиль представляет собой твердое тело, в действительности же он представляет собой систему масс, соединенных шарнирами или упругими элементами. Можно выделить две основные группы масс: поддрессоренные (кузов) и неподдрессоренные (колеса, оси). Центр тяжести C (рис. 54) поддрессоренных масс расположен на расстоянии a_k от передней оси, на расстоянии b_k от задней и на высоте h_k от поверхности дороги. Точка C расположена выше центра тяжести автомобиля C_1 и $h_k > h_{ц}$. Неподдрессоренные массы передней оси обычно меньше неподдрессоренных масс задней оси, вследствие чего $b < b_k$.

Под действием поперечной силы шины и упругие элементы подвески с одной стороны автомобиля разгружаются, а с другой — нагружаются. В результате кузов автомобиля наклоняется и поворачивается в поперечном направлении.

Центром крена (передним или задним) называют точку, относительно которой перемещается поперечное сечение автомобиля, проходящее через переднюю или заднюю ось.

Осью крена называют прямую EE , относительно которой поворачиваются кузов при крене. Она проходит через центры крена E_1 и E_2 соответственно передней и задней частей кузова.

Найдем положение центра крена при рычажной подвеске (рис. 55). При неподвижном кузове вертикальные колебания левого колеса вызывают перемещение точек A и B (концов верхнего и нижнего рычагов) в направлениях, перпендикулярных к рычагам. Мгновенный центр скоростей колеса расположен в точке K пере-

сечения линий, которые являются продолжением рычагов. Точка B колеса, которой оно соприкасалось с дорогой, перемещается при этом перпендикулярно линии KL .

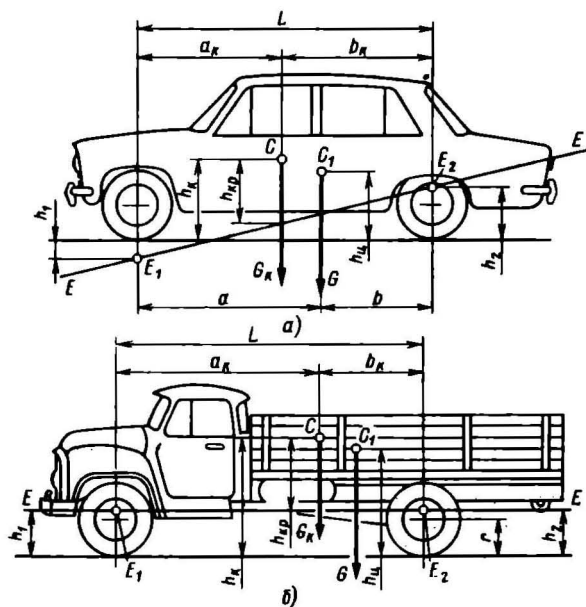


Рис. 54. Расположение центров и оси крена кузова автомобиля:

a — легкового; $б$ — грузового

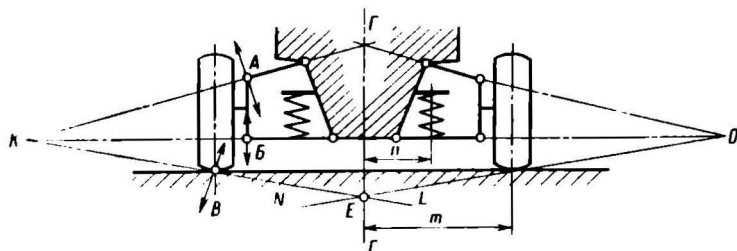


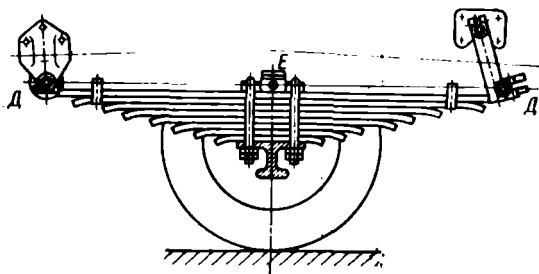
Рис. 55. Определение центра крена при рычажной независимой подвеске

Если колесо не перемещается, а наклоняется кузов, то центр его крена также находится на линии KL . Подвеска симметрична относительно вертикальной плоскости $ГГ$, следовательно, центр крена E находится на пересечении линий KL и ON , т. е. в плоскости $ГГ$. В рассматриваемом случае он расположен ниже поверхности дороги.

Подвеску, обеспечивающую параллельное перемещение колеса, можно рассматривать как рычажную подвеску, имеющую бесконечно длинные рычаги. Центр крена при такой подвеске находится на поверхности дороги. Если на автомобиль установлены неразрезная ось и подвеска с продольными листовыми рессорами, то центр крена E находится в плоскости DD , проходящей через ушки рессор (рис. 56).

У легковых автомобилей с передней независимой и задней зависимой (рессорной) подвесками ось крена EE наклонена к дороге (см. рис. 54, а). У грузовых автомобилей и автобусов, име-

Рис. 56. Определение центра крена при рессорной зависимой подвеске



ющих обе зависимые подвески, ось крена EE расположена параллельно дороге приблизительно на высоте, равной радиусу колеса (см. рис. 54, б) и $h_1 \approx h_2$.

Поперечная сила $P_{кy}$, приложенная к центру тяжести кузова, действует относительно оси крена на плече крена $h_{кр}$ и создает момент, вызывающий поперечный наклон кузова.

Плечо крена (см. рис. 54)

$$h_{кр} = h_k - \frac{a_k h_2 - b_k h_1}{L}, \quad (201)$$

где h_1 и h_2 — расстояния от поверхности дороги соответственно до переднего и заднего центров крена.

Определим угол крена $\psi_{кр}$ при повороте автомобиля на горизонтальной дороге (рис. 57). К центру тяжести поддрессоренных масс приложены сила тяжести G_k и сила $P_{кy}$. Точка приложения силы тяжести G_k и центробежной силы $P_{кy}$ неподдрессоренных масс расположена на высоте, равной приблизительно r .

На колеса внутренней стороны автомобиля действуют реакции дороги Z_n и Y_n , а на колеса внешней стороны — реакции Z_n и Y_n . Под действием силы $P_{кy}$ кузов автомобиля поворачивается относительно оси крена на угол $\psi_{кр}$, который обычно не превышает 10° , поэтому можно считать $h_k \approx \text{const}$. При малых углах $\psi_{кр}$ поперечное смещение центра тяжести

$$S_{кр} = h_{кр} \tan \psi_{кр} \approx h_{кр} \psi_{кр}. \quad (202)$$

Моменты сил $P_{кy}$ и G_k уравниваются моментом упругих сил:

$$P_{кy} h_{кр} + G_k s_{кр} = c_y \cdot \psi_{кр}, \quad (203)$$

где $c_{y.a}$ — угловая жесткость подвески автомобиля, равная отношению момента, вызывающего крен, к углу крена, Н·м/рад.

Из выражений (202) и (203) угол крена $\psi_{кр} = P_{ку} h_{кр} / (c_{y.a} - G_k h_{кр})$.

Угол крена возрастает при увеличении поперечной силы и плеча крена и уменьшается с повышением угловой жесткости подвески автомобиля. При замене передней рессорной подвески независимой подвеской плечо крена возрастает (рис. 55), что значи-

тельно увеличивает угол поперечного крена кузова. Для уменьшения крена устанавливают стабилизатор поперечной

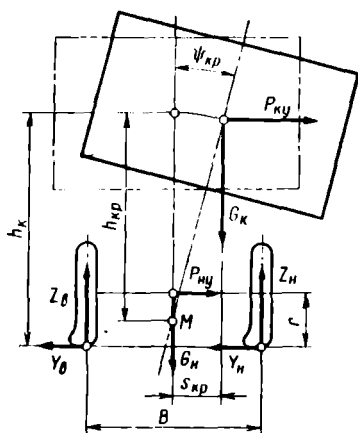


Рис. 57. Определение угла крена кузова

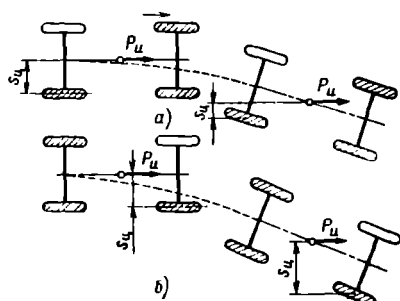


Рис. 58. Устойчивость автомобиля при торможении:

а — заторможено заднее правое колесо;
б — неисправен один из передних тормозов

устойчивости и тем самым повышают угловую жесткость подвески.

При крене кузова увеличивается возможность опрокидывания автомобиля. Если при определении скорости v_0 и угла β_0 учесть также и угол крена кузова, то их значения окажутся на 10—15% меньше, чем при расчете по формулам (190) и (196).

Причиной уменьшения устойчивости автомобиля при торможении может быть неравномерное распределение тормозной силы между колесами, вызванное замасливанием фрикционных накладок или неправильной регулировкой тормозных механизмов. Неравномерное распределение тормозных сил у передних колес, как правило, опаснее, чем у задних. Если у автомобиля заторможено одно лишь заднее колесо, например правое (на рис. 58 оно заштриховано), а другое (левое) катится свободно, то автомобиль отклоняется вправо от прямолинейного движения. Расстояние S_u при этом уменьшается, следовательно, уменьшается также и поворачивающий момент, создаваемый силой инерции P_u . При неисправности одного из передних тормозных механизмов (см. рис. 57) плечо S_u во время торможения возрастает, что способствует дальнейшему отклонению автомобиля в сторону. Поэтому

неисправность передних тормозных механизмов опаснее, чем задних.

Такое же явление происходит в результате качения заторможенных колес одной стороны автомобиля по скользкому участку дороги, а другой стороны — по покрытию с большим коэффициентом φ_x .

§ 41. Продольная устойчивость автомобиля

В случае потери продольной устойчивости автомобиль может опрокинуться относительно передней или задней оси либо скользить (сползать) в продольном направлении. У современных авто-

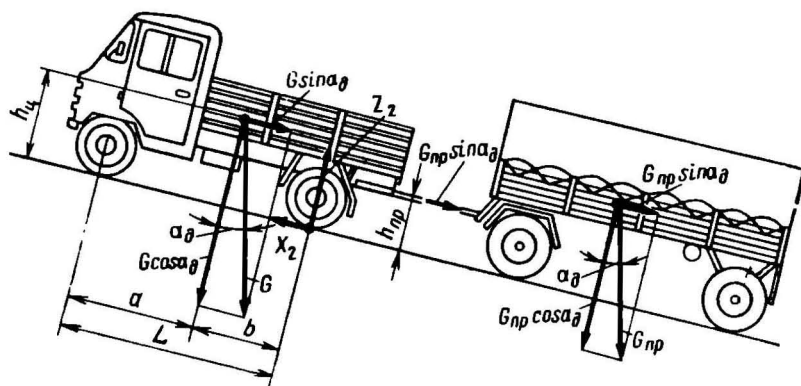


Рис. 59. Схема для расчета максимального угла подъема

мобилей с низко расположенным центром тяжести опрокидывание в продольной плоскости мало вероятно. Возможно лишь буксование задних колес, вызывающее сползание автомобиля, например, во время динамического преодоления автопоездом крутого подъема большой длины.

Определим максимальный угол подъема, который при равномерном движении может преодолеть автомобиль без буксования ведущих колес тягача. Примем, что силы сопротивления качению и воздуха отсутствуют (рис. 59). Из условий равновесия тягача имеем

$$Z_2 = \frac{(Gh_u + G_{np}h_{np}) \sin \alpha_d + G \cos \alpha_d}{L}; \quad (204)$$

$$X_2 = (G + G_{np}) \sin \alpha_d, \quad (205)$$

где G_{np} — вес прицепа; h_{np} — высота расположения буксирного крюка.

Максимальная величина реакции ограничена сцеплением шин с дорогой

$$X_2 \leq \varphi_z Z_2. \quad (206)$$

Подставив в формулу (206) значения X_2 и Z_2 согласно выражениям (204) и (205) и разделив обе части на $\cos \alpha_d$, получим выражение для максимального (критического) угла подъема, при котором возможно движение автопоезда без буксования ведущих колес тягача:

$$\operatorname{tg} \alpha_{\text{букс}} = \frac{\varphi_x G a}{G(L - \varphi_x h_u) + G_{\text{пр}}(L - \varphi_x h_{\text{пр}})} \quad (207)$$

Так как для одиночного автомобиля вес прицепа $G_{\text{пр}} = 0$, то для него

$$\operatorname{tg} \alpha_{\text{букс}} = a \varphi_x / (L - \varphi_x h_u). \quad (208)$$

Критический угол подъема в большой степени зависит от коэффициента сцепления. Для автопоездов при $\varphi_x = 0,3$ этот угол не превышает $4-6^\circ$, для одиночных автомобилей типа 2×1 он находится в пределах $10-15^\circ$. Этим объясняется часто наблюдаемое в зимнее время буксование ведущих колес тягача автопоезда на сравнительно пологих подъемах.

Для автомобилей типа 2×2 и 3×3 сила $P_{\text{сн}} = \varphi_x G \cos \alpha_d$. Критический угол подъема, который могут преодолеть эти автомобили без буксования и сползания назад, определяют из выражения $\operatorname{tg} \alpha_d = \varphi_x$.

Автомобиль со всеми ведущими колесами может преодолевать крутые подъемы без потери продольной устойчивости даже на мокрых и скользких дорогах ($\alpha_{\text{букс}} = 17 \div 19^\circ$).

Контрольные вопросы

1. Назовите и охарактеризуйте показатели поперечной устойчивости автомобиля.
2. От каких факторов зависит критическая скорость автомобиля, определенная по условиям заноса и опрокидывания?
3. От каких факторов зависит максимальный угол косогора, определенный по условиям заноса и опрокидывания?
4. Что такое коэффициент поперечной устойчивости автомобиля и каковы его средние значения для автомобилей различных типов?
5. Занос какого моста опаснее: переднего или заднего? Почему?
6. От чего зависит продольная устойчивость автомобиля?

ЗАДАЧИ

Задача 1. Как изменится максимальная скорость автомобиля по условиям опрокидывания, если при погрузке на него груза с малой плотностью высота центра тяжести увеличилась в 1,5 раза?

Задача 2. Как изменится максимальная скорость автомобиля по условиям заноса, если на закруглении дороги с тем же радиусом коэффициент сцепления увеличить вдвое?

Задача 3. Колес автомобиля равна 2,6 м, а высота центра тяжести $h_u = 0,9$ м. Какая причина потери поперечной устойчивости более вероятна: занос или опрокидывание, если коэффициент поперечного сцепления шин с дорогой: а) $\varphi_y = 0,9$; б) $\varphi_y = 0,6$?

Задача 4. Масса кузова автомобиля равна 1500 кг. Найти угол крена кузова при равномерном движении автомобиля по закруглению дороги радиусом 40 м со скоростью $v = 10$ м/с; $h_{\text{кр}} = 0,5$ м; $c_{y, \text{в}} = 30\,000$ Н·м/рад.

Глава VIII

УПРАВЛЯЕМОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

Во время движения автомобиля обстановка на дороге непрерывно меняется, что требует от водителя постоянной готовности изменить характер движения автомобиля для предотвращения дорожно-транспортного происшествия. Вследствие этого автомобиль должен легко и быстро изменять свое положение на дороге под воздействием водителя.

Для оценки управляемости автомобиля применяются следующие измерители: критическая скорость по условиям управляемости; поворачиваемость автомобиля; отношение углов поворота управляемых колес; стабилизация управляемых колес; угловые колебания управляемых колес.

§ 42. Критическая скорость по условиям управляемости

На рис. 50 показан автомобиль при движении на повороте. Управляемые колеса автомобиля повернуты относительно нейтрального положения, занимаемого ими во время прямолинейного движения, на средний угол θ .

К переднему мосту приложена толкающая сила P , составляющая $P_{\kappa 1}$ которой, параллельная плоскости управляемых колес, при равномерном движении автомобиля равна силе сопротивления движению $P_{\kappa 1} = G_1 f$. Поперечная составляющая силы P сила

$$P_{\nu 1} = P_{\kappa 1} \operatorname{tg} \theta = G_1 f \operatorname{tg} \theta. \quad (209)$$

На передний мост действует также центробежная сила передней части автомобиля, направленная вдоль радиуса R_1 поворота середины переднего моста:

$$P_{\omega 1} = M_1 v^2 / R_1^2 = M_1 v^2 \operatorname{tg} \theta / L \cos \theta, \quad (210)$$

где M_1 — масса автомобиля, приходящаяся на переднюю ось; L — база автомобиля.

Силы $P_{\nu 1}$ и $P_{\omega 1}$ стремятся вызвать боковое скольжение управляемых колес. Чтобы колеса катились без скольжения, необходимо соблюдение условия (200):

$$Y_1 = P_{\nu 1} + P_{\omega 1} < \sqrt{Z_1^2 \varphi^2 - X_1^2} \approx G_1 \sqrt{\varphi^2 - f^2}. \quad (211)$$

Сила $P_{\omega 1}$ прямо пропорциональна квадрату скорости, поэтому скольжение колес наиболее вероятно при большой скорости автомобиля.

Критической скоростью $v_{\text{упр}}$ по условиям управляемости называют скорость, с которой автомобиль может двигаться на повороте

без поперечного скольжения управляемых колес. Эту скорость определим из выражений (209) и (211):

$$v_{\text{упр}} = \sqrt{\left(\frac{\sqrt{\varphi^2 - f^2}}{1g\theta} - f \right) gL \cos \theta}. \quad (212)$$

Если скорость автомобиля больше скорости $v_{\text{упр}}$, то управляемые колеса при повороте проскальзывают в поперечном направлении, так как поворот колес не изменяет направления движения автомобиля. Критическая скорость $v_{\text{упр}}$ уменьшается при увеличении угла θ . Чем меньше радиус поворота автомобиля, тем меньше должна быть его скорость. На дорогах с твердым покрытием коэффициент сцепления φ обычно во много раз меньше коэффициента сопротивления качению f , поэтому автомобиль сохраняет управляемость даже при движении по кривым малых радиусов.

При движении по дорогам с неровным обледенелым покрытием, а также по песку или снегу значения коэффициентов φ и f сближаются, причем разность $\varphi^2 - f^2$ уменьшается, что приводит к снижению критической скорости. Если $\varphi = f/\cos \theta$, то подкоренное выражение в формуле (212) равно нулю и автомобиль может поворачиваться лишь с весьма малой скоростью. Если $\varphi < f/\cos \theta$, то автомобиль становится неуправляемым, так как скорость $v_{\text{упр}}$ является мнимой величиной.

При полном скольжении передних колес, например в результате их блокировки при торможении, поперечная реакция дороги возникнуть не может. В этом случае поворот передних колес не изменяет направления их движения и автомобиль теряет управляемость.

§ 43. Увод колеса и поворачиваемость автомобиля

Увод колеса. Выше было рассмотрено качение колеса при отсутствии поперечной силы. Качение эластичного колеса, нагруженного поперечной силой, имеет свои особенности, так как шина эластична не только в радиальном направлении, но и в поперечном. Колесо с пневматической шиной может катиться без скольжения под некоторым углом к своей средней плоскости. Такое качение называют *уводом колеса*, а угол, который вектор скорости центра колеса образует с его средней плоскостью — *углом увода*.

Если приложить к колесу поперечную силу P_y (рис. 60, а и б), то шина, обладающая эластичностью в поперечном направлении, изогнется, а средняя плоскость колеса сместится относительно центра контакта O на расстояние $b_{\text{ш}}$. При качении колеса точка B шины войдет в соприкосновение с дорогой в точке B_2 , а точка C — в точке C_2 и т. д. В результате колесо покатится по направлению AD_1 . При этом средняя плоскость колеса окажется расположенной под углом $\delta_{\text{у}}$ к направлению движения. Средняя линия контакта,

приблизительно совпадающая с направлением движения, также будет расположена под углом $\delta_{ув}$ к средней плоскости колеса. Таким образом, колесо будет катиться с уводом, угол которого будет равен $\delta_{ув}$.

Во время увода колеса к передней части контакта приближаются элементы шины, менее деформированные в поперечном направлении (участок kk), чем в задней (участок ll). Поэтому при малых силах P_y элементарные поперечные реакции в передней части контакта меньше, чем в задней, и эпюра элементарных поперечных реакций имеет форму, близкую к треугольной. Равнодействующая Y , равная по величине силе P_y , смещена относительно центра контакта на расстояние $c_{ш}$ (рис. 60, б); смещена также на величину $b_{ш}$ и касательная реакция дороги X . В результате увода проекция центра колеса на плоскость дороги (точка O_1) не совпадает с центром контакта O , а силы X и Y создают моменты, стремящиеся повернуть колесо вокруг шкворня. Значение этих моментов для движения автомобиля выясним ниже.

Увод может быть вызван также установкой управляемых колес под углом к направлению движения (схождением) и с наклоном к вертикали (развалом).

При малых значениях силы P_y эпюра поперечных сил близка к треугольной и колесо изменяет направление движения, главным образом, вследствие упругих деформаций шины (рис. 61, а).

Увеличение силы P_y вызывает в начале лишь соответствующее увеличение площади эпюры (рис. 61, б) без изменения ее формы. При дальнейшем увеличении силы P_y элементарные поперечные силы, достигнув предельного по условиям сцепления значения, остаются постоянными и эпюра приобретает форму трапеции (рис. 61, в). Когда сила P_y достигает значения силы сцепления $P_{сц}$, весь контакт скользит в поперечном направлении (рис. 61, г), после чего реакция Y остается неизменной и равной $P_{сц}$. В этом случае увод колеса сопровождается одновременным проскальзыванием шины относительно дороги.

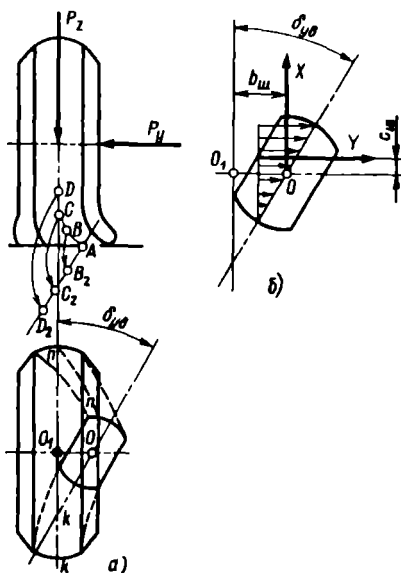


Рис. 60. Увод колеса

Площадь эпюры ABC в масштабе представляет собой поперечную реакцию дороги Y . При малых значениях поперечной силы (рис. 61, a и b)

$$Y = c_k \frac{AB \cdot BC}{2} = \frac{c_k l_k^2 \operatorname{tg} \delta_{yв}}{2} \approx \frac{c_k l_k^2}{2} \delta_{yв}, \quad (213)$$

где c_k — коэффициент пропорциональности.

Поскольку c_k и l_k постоянны, то постоянна и дробь $c_k l_k^2 / 2$. Вследствие этого зависимости между силой Y и углом $\delta_{yв}$ можно написать следующим образом:

$$Y = k_{yв} \delta_{yв}, \quad (214)$$

где $k_{yв}$ — коэффициент сопротивления уводу, показывающий, какую по величине поперечную силу нужно приложить к колесу, чтобы оно катилось с углом увода, равным 1 рад, Н/рад.

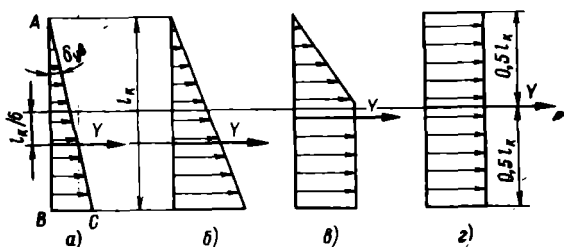


Рис. 61. Эпюры элементарных поперечных реакций при различных значениях P_y

Для малых углов увода (до $4-6^\circ$) коэффициент $k_{yв}$ приближенно можно считать постоянным. Для шин легковых автомобилей $k_{yв} = 15 \div 40$ кН/рад, а для шин грузовых автомобилей и автобусов $k_{yв} = 30 \div 100$ кН/рад.

На рис. 62, a показан график зависимости поперечной реакции дороги Y от угла увода $\delta_{yв}$, в нижней части которого изображены контактные отпечатки шины (зоны скольжения заштрихованы). На участке AB ($\delta_{yв} < 4 \div 6^\circ$) скольжение практически отсутствует и зависимость $Y = f(\delta_{yв})$ можно считать линейной. В точке C ($\delta_{yв} = 12 \div 15^\circ$) весь контакт скользит по дороге, поперечная реакция остается постоянной и зависимость $Y = f(\delta_{yв})$ характеризуется горизонтальной линией CD . На участке BC эта зависимость нелинейна вследствие частичного проскальзывания контакта.

Чем меньше коэффициент сцепления ϕ_y , тем меньше величина поперечной силы, вызывающей полное скольжение колеса. Так, для кривой ABC значение ϕ_y приблизительно вдвое больше, чем для кривой $AB'C'$.

На рис. 62, $б$ приведены экспериментальные зависимости угла увода от поперечной силы для шины размером $6,40-13$ при двух значениях воспринимаемой ею вертикальной нагрузки: 2 кН (кривые 3 и 4) и 6 кН (кривые 1 и 2) при различном давлении воздуха в шине (сплошные кривые — давление 0,17 МПа, а штри-

ховые — давление 0,12 МПа). Как видно, зависимость $Y = f(\delta_{yв})$ в действительности имеет более сложную форму, чем кривые, показанные на рис. 62, а. В частности, прямолинейный участок в начале кривой у них отсутствует, и поэтому считать коэффициент $k_{yв}$ постоянным можно лишь с известным приближением. Увеличение вертикальной нагрузки и давления воздуха в шине сопровождается повышением сопротивления уводу шины и поперечной силы, вызывающей полное скольжение.

При уводе шина деформируется не только в радиальном направлении, но и в поперечном, вследствие чего внутреннее трение

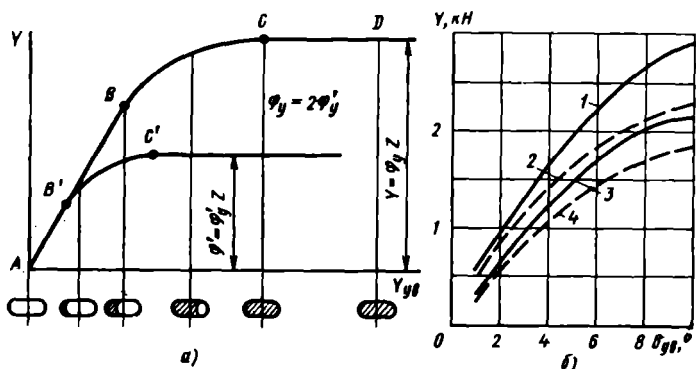


Рис. 62. Зависимость между углом увода $\delta_{yв}$ и поперечной реакцией дороги Y

в шине возрастает. Кроме того, при больших углах увода частицы протектора интенсивно проскальзывают по дороге. В результате при уводе сила, необходимая для качения колеса, резко увеличивается. Сила, необходимая для качения колеса с уводом $6-7^\circ$, может быть в несколько раз больше силы, которую нужно приложить к нему при качении без увода.

Сравним управляемость автомобилей с жесткими и эластичными в поперечном направлении шинами. Для этого определим расстояние от продольной оси автомобиля с эластичными и жесткими шинами до мгновенного центра скоростей (центра поворота). Центр поворота находится в точке O_1 пересечения перпендикуляров к векторам скоростей v_1 и v_2 . В соответствии с рис. 63 можно написать, что база автомобиля

$$L = R_s \operatorname{tg}(\theta - \delta_1) + R_s \operatorname{tg} \delta_2. \quad (215)$$

Так как углы θ , δ_1 и δ_2 невелики, то радиус

$$R_s = \frac{L}{\operatorname{tg}(\theta - \delta_1) + \operatorname{tg} \delta_2} \approx \frac{L}{\theta - \delta_1 + \delta_2}. \quad (216)$$

Для автомобиля с жесткими шинами $\delta_1 = \delta_2 = 0$ и радиус поворота

$$R = L/\operatorname{tg} \theta \approx L/\theta.$$

Следовательно, если траектория движения автомобиля с жесткими шинами зависит только от угла θ , то у автомобиля с эластичными шинами она зависит также и от углов увода δ_1 и δ_2 мостов. Автомобиль с эластичными шинами может под действием поперечной силы двигаться криволинейно, даже если управляемые колеса находятся в нейтральном положении и угол θ равен нулю.

Поворачиваемость автомобиля. Свойство автомобиля с эластичными шинами отклоняться вследствие увода колес мостов от направления движения, определяемого положением управляемых колес, называется *поворачиваемостью*.

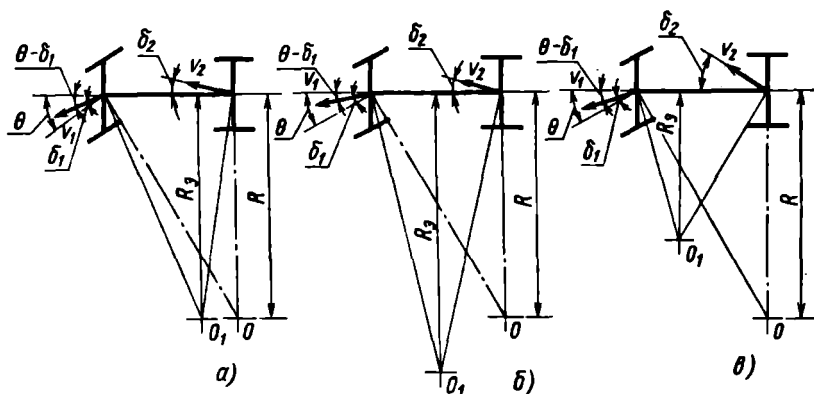


Рис. 63. Схемы движения автомобиля с жесткими и эластичными шинами

Если углы увода передней и задней осей равны между собой, то поворачиваемость автомобиля называют *нейтральной*. Хотя при этом согласно формуле (216) $R = R_z$, траектория движения автомобиля с жесткими шинами не совпадает с траекторией движения автомобиля, имеющего нейтральную поворачиваемость, так как центры поворота в этих случаях занимают различные положения. В качестве примера на рис. 63, а показаны схема движения автомобилей с жесткими (вокруг центра O) и с эластичными шинами (вокруг центра O_1).

В случае действия поперечной силы на автомобиль, имеющий жесткие шины, он сохраняет прежнее направление движения, пока эта сила по величине не станет равной силе сцепления. Автомобиль, имеющий нейтральную поворачиваемость, под действием поперечной силы движется также прямолинейно, но под углом δ_y к прежнему направлению движения.

Если угол $\delta_1 > \delta_2$, то радиус $R_z > R$ (рис. 63, б) и для движения автомобиля с эластичными шинами по кривой радиусом R управляемые колеса нужно повернуть на угол, больший, чем при жестких шинах. В этом случае поворачиваемость автомобиля называют *недостаточной*. Под действием поперечной силы P_y (рис. 64, а) при прямолинейном движении передняя ось автомо-

бия с недостаточной поворачиваемостью в результате увода начнет двигаться под углом δ_1 к прежнему направлению движения, а задняя ось — под углом δ_2 . Автомобиль будет двигаться криволинейно, поворачиваясь вокруг центра O_1 , вследствие чего возникает центробежная сила, поперечная составляющая $P_{цy}$ которой направлена в сторону, противоположную силе P_y , что уменьшает результирующую поперечную силу и увод колес. Следовательно, автомобиль с недостаточной поворачиваемостью устойчиво сохраняет прямолинейное направление движения.

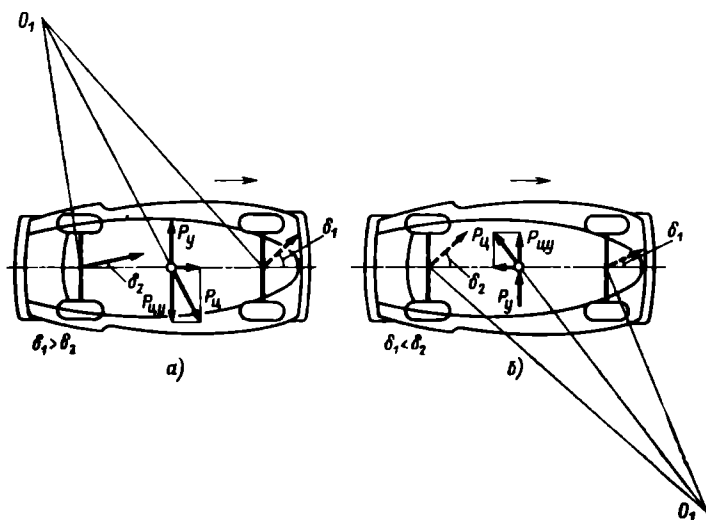


Рис. 64. Схемы движения автомобилей с различной поворачиваемостью;
а — с недостаточной; б — с избыточной

Если угол $\delta_1 < \delta_2$, то $R_1 < R$ (см. рис. 63, в) и для движения автомобиля с эластичными шинами по кривой радиусом R управляемые колеса нужно повернуть на угол, меньший, чем при жестких шинах. В этом случае поворачиваемость автомобиля называют *избыточной*. Если к автомобилю с избыточной поворачиваемостью приложить поперечную силу, то он тоже начнет двигаться криволинейно (рис. 64, б). Однако поперечная составляющая $P_{цy}$ центробежной силы в этом случае направлена в ту же сторону, что и поперечная сила P_y . В результате увод возрастает, что увеличивает кривизну траектории и силу $P_{цy}$ и т. д. Если водитель не повернет управляемые колеса в нужном направлении, то центробежная сила может возрасти настолько, что автомобиль потеряет устойчивость. Таким образом, автомобиль с недостаточной поворачиваемостью более устойчив и лучше сохраняет направление движения, чем автомобиль с избыточной поворачиваемостью.

Кроме того, при движении автомобиля с избыточной поворачиваемостью возможна потеря управляемости. Чтобы объяснить

это положение, определим из формулы (216) угол поворота управляемых колес (в рад):

$$\theta = \frac{L}{R_3} - (\delta_2 - \delta_1). \quad (217)$$

Углы увода δ_1 и δ_2 пропорциональны поперечным силам P_{y1} и P_{y2} , которые, в свою очередь, пропорциональны квадрату скорости v :

$$\delta_1 = P_{y1}/k_{y_{в1}} = M_1 v^2 / (R_3 k_{y_{в1}}); \quad (218)$$

$$\delta_2 = P_{y2}/k_{y_{в2}} = M_2 v^2 / (R_3 k_{y_{в2}}), \quad (219)$$

где $k_{y_{в1}}$ и $k_{y_{в2}}$ — коэффициенты сопротивления уводу соответственно переднего и заднего мостов, Н/рад; M_1 и M_2 — массы, отнесенные соответственно к переднему и заднему мостам, кг.

При повышении скорости автомобиля углы увода также возрастают, причем угол δ_2 увеличивается быстрее угла δ_1 . Это вызывает уменьшение правой части выражения (217), которая при некоторой, так называемой *критической скорости* $v_{ув}$ оказывается равной нулю. При этой скорости автомобиль начинает двигаться криволинейно, хотя его управляемые колеса находятся в нейтральном положении. Если скорость больше $v_{ув}$, то разность $(\delta_2 - \delta_1) > L/R_3$ и угол θ становится отрицательным. Это означает, что для поворота автомобиля вправо передние колеса нужно повернуть влево. Следовательно, автомобиль с излишней поворачиваемостью теряет управляемость, если его скорость больше критической скорости $v_{ув}$.

Для определения критической скорости, приравняв угол θ нулю, подставим в формулу (217) разность углов δ_2 и δ_1 , полученную из выражений (218) и (219), тогда

$$\delta_2 - \delta_1 = (M_2/k_{y_{в2}} - M_1/k_{y_{в1}}) v^2 / R_3 = L/R_3. \quad (220)$$

Следовательно, критическая скорость (в м/с)

$$v_{ув} = \sqrt{\frac{L}{M_2/k_{y_{в2}} - M_1/k_{y_{в1}}}}. \quad (221)$$

У автомобиля с недостаточной или нейтральной поворачиваемостью критическая скорость отсутствует, так как при $\delta_1 > \delta_2$ подкоренное выражение отрицательно и скорость $v_{ув}$ является мнимой величиной, а при $\delta_1 = \delta_2$ она равна бесконечности.

Чтобы обеспечить недостаточную поворачиваемость автомобиля, несколько уменьшают давление воздуха в шинах передних колес по сравнению с давлением в шинах задних колес и тем самым снижают коэффициент $k_{y_{в1}}$. Кроме того, центр тяжести автомобиля немного смещают в сторону переднего моста, что увеличивает часть центробежной силы, действующую на управляемые колеса.

Существенное влияние на управляемость автомобиля оказывает поперечный крен кузова, который может вызвать поворот оси автомобиля в горизонтальной плоскости или изменить развал управляемых колес.

На рис. 65 показан задний мост с зависимой рессорной подвеской автомобиля, который совершает правый поворот. Передние концы рессор соединены с кузовом простым шарниром, а задние — с помощью серьги. При прогибах рессоры задний мост перемещается по дуге mm , причем ось его качания расположена около шарнира. Под действием поперечной силы P_{xy} кузов автомобиля наклоняется, вызывая сжатие левых рессор и распрямление правых. Левая рессора, сжимаясь, перемещает задний мост назад (в точку A), а правая, распрямляясь, перемещает его вперед

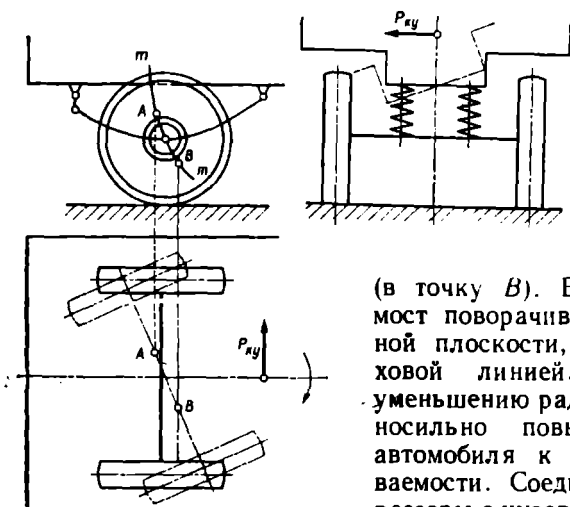


Рис. 65. Поворот задней оси при крене кузова

(в точку B). В результате задний мост поворачивается в горизонтальной плоскости, как показано штриховой линией. Это способствует уменьшению радиуса поворота и равносильно повышению склонности автомобиля к излишней поворачиваемости. Соединив передний конец рессоры с кузовом с помощью серьги,

а задний — посредством простого шарнира, можно усилить недостаточную поворачиваемость автомобиля.

Влияние развала управляемых колес на управляемость автомобиля объясняется явлением увода. Угол увода, вызванный развалом, прямо пропорционален углу развала. Угол развала колес, равный 1° , вызывает увод шины на угол, равный в среднем $10-15^\circ$.

§ 44. Соотношение углов поворота управляемых колес

При повороте автомобиля векторы скоростей центров всех колес перпендикулярны радиусам, проведенным из центра поворота O (рис. 66). У автомобиля, имеющего жесткие в поперечном направлении шины, векторы скоростей совпадают со средними плоскостями колес и центр поворота O находится на продолжении задней оси. Соотношение между углами поворота θ_n и θ_s соответственно наружного и внутреннего колес определим из треугольников OAB и OCD :

$$\operatorname{ctg} \theta_n = OC/L; \quad \operatorname{ctg} \theta_s = OA/L. \quad (222)$$

Вычитая из первого равенства второе, получаем

$$\operatorname{ctg} \theta_n - \operatorname{ctg} \theta_v = (OC - OA)/L = L_{\text{шк}}/L, \quad (223)$$

где $L_{\text{шк}}$ — расстояние между центрами шкворней, равное приблизительно колею управляемых колес, м.

Из равенства (223) следует, что колесо, внутреннее по отношению к центру поворота, должно быть повернуто на больший угол, чем внешнее. При углах поворота до $12\text{--}15^\circ$ оба колеса поворачиваются приблизительно на одинаковые углы, что и позволяет вместо углов θ_n и θ_v использовать в расчетах средний угол θ , равный их полусумме, как было сделано выше.

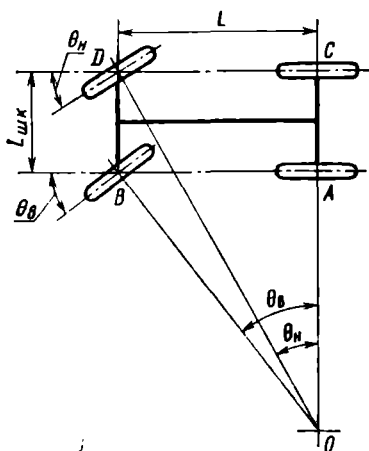


Рис. 66. Соотношение углов поворота управляемых колес

Если на автомобиле установлены шины, эластичные в поперечном направлении, то векторы скоростей центров колес не совпадают со средними плоскостями колес, а образуют с ними углы увода. Центр O_1 поворота, который, как и прежде, находится в точке пересечения перпендикуляров к векторам скоростей, не совпадает с центром поворота O автомобиля, имеющего жесткие шины (см. рис. 63, а). Изменяется также и соотношение углов поворота управляемых колес, которое необходимо для качения

их без бокового скольжения. В этом случае выражение (223) принимает следующий вид:

$$\operatorname{ctg} \theta_n - \operatorname{ctg} \theta_v = \frac{L_{\text{шк}} \left(L - \frac{M_2}{k_{yB2}} v^2 \right)}{\left[L - \left(\frac{M_2}{k_{yB2}} - \frac{M_1}{k_{yB1}} \right) v^2 \right]^2}. \quad (224)$$

Из сопоставления формул (223) и (224) следует, что у автомобиля с эластичными шинами угол θ_n меньше отличается от угла θ_v , чем у автомобиля с жесткими шинами. Это означает, что у автомобиля с жесткими шинами рулевая трапеция по форме должна приближаться к прямоугольнику. Кроме того, по мере увеличения скорости движения автомобиля должно изменяться также соотношение углов поворота управляемых колес. Однако это может быть достигнуто только путем автоматической регулировки рулевого привода, введение которой весьма усложняет его конструкцию.

§ 45. Колебания управляемых колес

Во время движения автомобиля управляемые колеса совместно с передним мостом могут колебаться в вертикальной плоскости, а совместно с рулевой трапецией — вокруг шкворней в горизонтальной плоскости.

Угловые колебания управляемых колес недопустимы, так как детали ходовой части и рулевого управления воспринимают при этом значительные знакопеременные динамические нагрузки, а колебания с большой амплитудой приводят к потере автомобилем управляемости. Наиболее опасными являются устойчивые

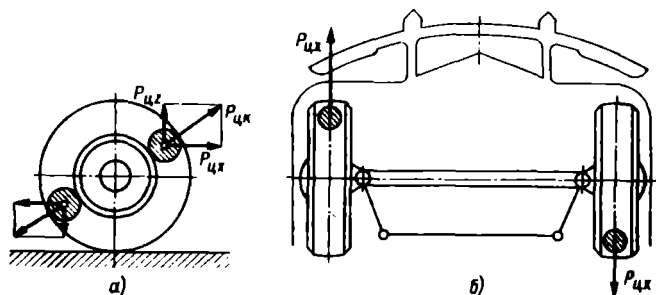


Рис. 67. Дисбаланс управляемых колес:

а — силы, действующие на неуравновешенные колеса; б — схема возникновения поворачивающего момента

колебания колес, т. е. такие, которые непрерывно повторяются (самовозбуждаются).

При возникновении поперечных угловых колебаний (перекашивания переднего моста) управляемые колеса наклоняются. В результате изменения положения моста и вращения колес появляется гироскопический момент, под действием которого управляемые колеса поворачиваются в горизонтальной плоскости вокруг шкворней. При повороте колес появляется другой гироскопический момент, который действует в вертикальной плоскости и стремится увеличить наклон колес.

Основным средством уменьшения угловых колебаний колес является применение независимой передней подвески. В этом случае при перемещениях управляемых колес не происходит большого их наклона.

Рассмотренные колебания являются *собственными*, они зависят только от характеристик упругих элементов, моментов инерции и масс отдельных деталей. Кроме собственных колебаний могут возникать также *вынужденные колебания*, вызванные периодически действующей возмущающей силой. Такая сила может, например, возникнуть вследствие дисбаланса (неуравновешенности) колес. При вращении неуравновешенного колеса появляется центробежная сила $P_{цк}$ (рис. 67, а), которую можно разложить на

вертикальную силу $P_{цз}$ и горизонтальную $P_{цх}$. Под действием силы $P_{цх}$ колесо стремится повернуться относительно шкворня, а под действием силы $P_{цз}$ — переместиться в вертикальном направлении. Так как при качении колеса направления сил $P_{цх}$ и $P_{цз}$ изменяются, то возникает влияние колеса. Наиболее неблагоприятен случай, когда оба колеса имеют дисбаланс и неуравновешенные участки расположены в одной плоскости, но с разных сторон от оси вращения колес (рис. 67, б). В этом случае поворачивающие моменты, действующие на колеса, складываются и угловые колебания становятся особенно сильными.

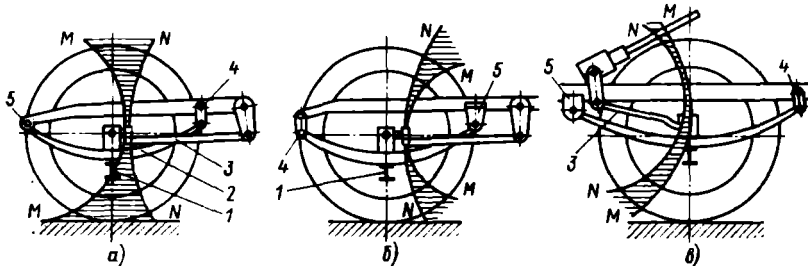


Рис. 68. Колебания колес при несовпадении центров качения передней оси и продольной рулевой тяги:

а — серьга рессоры расположена сзади; б — серьга рессоры расположена спереди; в — рулевой механизм установлен перед передней осью

Возмущающие силы появляются при наезде колеса на неровности, которые могут чередоваться через приблизительно равные промежутки пути. Если автомобиль движется по дороге с таким покрытием, то при определенной скорости частоты вынужденных и собственных колебаний окажутся одинаковыми, т. е. наступит *резонанс*, при котором амплитуда колебаний непрерывно возрастает.

Влияние управляемых колес может возникнуть также из-за двойной связи этих колес с кузовом автомобиля (с помощью рулевого привода и подвески). При прогибах рессоры 2 (рис. 68, а), соединенной с рамой спереди простым шарниром 5, а сзади — серьгой 4, передняя ось 1 перемещается по дуге MM , причем ось ее качения располагается около шарнира 5. Передний конец продольной рулевой тяги 3, которая качается относительно пальца рулевой сошки, описывает дугу NN . Кривые MM и NN расходятся, поэтому вертикальные перемещения колес сопровождаются поворотами их относительно шкворней, что ухудшает управляемость автомобиля и повышает утомляемость водителя. Для уменьшения влияния колес нужно сблизить траектории движения передней оси и переднего конца продольной рулевой тяги. С этой целью передний конец рессоры соединяют с рамой серьгой, а задний — простым шарниром (рис. 68, б) или рулевой механизм располагается впереди передней оси (рис. 68, в).

§ 46. Стабилизация управляемых колес

Стабилизацией управляемых колес называют их свойство сохранять нейтральное положение и автоматически возвращаться к нему.

Рассмотрим стабилизацию колес при выходе автомобиля из поворота. Измерителями стабилизации в этом случае служат угловая скорость рулевого колеса при возвращении его в нейтральное положение. Стабилизирующий момент вызывается продольным и поперечным наклонами шкворней, а также поперечной эластичностью шин.

Определим реакции дороги, действующие на управляемые колеса. При повороте автомобиля, движущегося по горизонтальной дороге, на его переднюю часть действуют центробежные силы $P_{к\psi 1}$ подрессоренных и $P_{н\psi 1}$ неподдресоренных масс аналогично силам $P_{к\psi}$ и $P_{н\psi}$ (рис. 57). Уравнение моментов всех сил относительно точки пересечения вертикальной оси с дорогой:

$$(Z_{1н} - Z_{1в}) 0,5B = P_{н\psi 1}r + P_{к\psi 1}(h_{кр1} + h_1) + G_{к1}S_{кр1}. \quad (225)$$

Пренебрегая малой величиной момента $P_{н\psi 1}r$ и учитывая формулы (202) и (203), получаем

$$0,5(Z_{1в} - Z_{1н})B = c_{\psi 1}\Psi_{кр} + P_{к\psi 1}(h_{к1} - h_{кр1}), \quad (226)$$

где $c_{\psi 1}$ — угловая жесткость передней подвески, Н·м/рад.

Если кузов автомобиля не деформируется, то углы крена передней и задней его частей равны между собой. Тогда для задней части автомобиля

$$0,5(Z_{2н} - Z_{2в})B = c_{\psi 2}\Psi_{кр} + P_{к\psi 2}(h_{к2} - h_{кр2}). \quad (227)$$

где $c_{\psi 2}$ — угловая жесткость задней подвески, Н·м/рад.

Приращения нормальных реакций, действующих на каждое переднее и заднее колесо,

$$\Delta Z_1 = 0,5(Z_{1н} - Z_{1в}) = \frac{c_{\psi 1}\Psi_{кр} + P_{к\psi 1}(h_{к1} - h_{кр1})}{B}; \quad (228)$$

$$\Delta Z_2 = 0,5(Z_{2н} - Z_{2в}) = \frac{c_{\psi 2}\Psi_{кр} + P_{к\psi 2}(h_{к2} - h_{кр2})}{B}. \quad (229)$$

Нормальные реакции дороги, действующие на колеса,

$$\left. \begin{aligned} Z_{1н} &= 0,5G_1 + \Delta Z_1; & Z_{1в} &= 0,5G_1 - \Delta Z_1; \\ Z_{2н} &= 0,5G_2 + \Delta Z_2; & Z_{2в} &= 0,5G_2 - \Delta Z_2. \end{aligned} \right\} \quad (230)$$

Касательная реакция X для ведомого колеса при равномерном движении автомобиля равна произведению $Z_{1ф}$.

Сумма поперечных реакций дороги на оба передних колеса равна силе $P_{\psi 1}$. Если пренебречь влиянием вертикальной нагрузки, то можно считать, что жесткости в поперечном направлении у шин обоих передних колес одинаковы. Поперечные деформации их также равны между собой, так как колеса жестко связаны передней осью. Следовательно, поперечные силы, воспринимаемые

каждым из передних колес, а также реакции дороги на них примерно равны между собой, и можно считать, что поперечная сила распределена между передними колесами поровну:

$$Y_{1н} \approx Y_{1в} \approx \frac{P_{y1}}{2} = \frac{M_1 c^{20}}{2L}, \quad (231)$$

где $Y_{1н}$ и $Y_{1в}$ — поперечные реакции дороги, действующие соответственно на внешнее и внутреннее передние колеса.

Зная величины реакций, можно определить и стабилизирующий момент. На рис. 69 показано переднее внутреннее колесо автомобиля, повернутое на угол θ от нейтрального положения (от оси O_y). Шкворень наклонен в продольном направлении под углом γ_w , в поперечном — под углом β_w , а с вертикальной линией образует угол μ_w , причем

$$\operatorname{tg} \mu_w \approx \mu_w \approx \sqrt{\beta_w^2 + \gamma_w^2}. \quad (232)$$

Проекция оси шкворня на плоскость дороги образует с осью O_y угол λ_w . Так как углы β_w и γ_w невелики, то

$$\sin \lambda_w \approx \gamma_w / \mu_w; \quad (233)$$

$$\cos \lambda_w \approx \beta_w / \mu_w. \quad (234)$$

Согласно рис. 69 при угле развала $\alpha_p = 0$ моменты реакций X и Y относительно точки A определяются по следующим формулам:

$$M_x = X(l_u - m_u) = X[l_u - r_w \cos(\theta + \lambda_w)]; \quad (235)$$

$$M_y = Y\rho = Yr_w \sin(\theta + \lambda_w), \quad (236)$$

где l_u — длина оси поворотной цапфы, м.

Для определения момента реакции Z разложим ее на силу Z' , параллельную оси шкворня и поэтому не создающую момента относительно его оси, и на силу $Z\mu_w$, лежащую в плоскости дороги и параллельную линии AO . Тогда

$$M_z = Z\mu_w n = Z\mu_w l_u \sin(\theta + \lambda_w). \quad (237)$$

Выразив синус и косинус суммы углов θ и $\lambda_{ш}$ через синусы и косинусы этих углов, с учетом выражений (234), получим для внутреннего колеса

$$M_x = X[l_u - r(\beta_{ш} \cos \theta - \gamma_{ш} \sin \theta)]; \quad (238)$$

$$M_y = Yr(\beta_{ш} \sin \theta + \gamma_{ш} \cos \theta); \quad (239)$$

$$M_z = Zl_u(\beta_{ш} \sin \theta + \gamma_{ш} \cos \theta). \quad (240)$$

При повороте одного колеса в положительном направлении (внутрь) другое колесо поворачивается в отрицательном направлении (наружу). Так как $\sin(-\theta) = -\sin \theta$, то для определения моментов, действующих на внешнее колесо, следует в последних

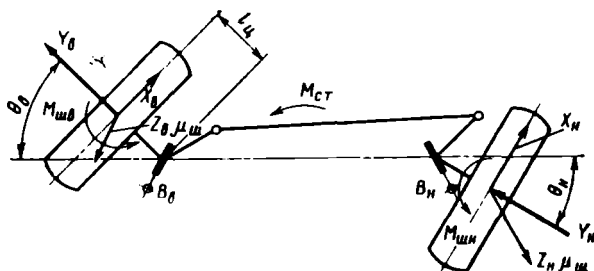


Рис. 70. Схема сил и моментов, действующих на управляемые колеса

формулах изменить знаки у членов, содержащих $\sin \theta$. Таким образом, на внутреннее колесо действует суммарный момент $M_{\text{в}} = M_{x\text{в}} + M_{y\text{в}} + M_{z\text{в}}$, а на внешнее колесо — суммарный момент $M_{\text{н}} = M_{x\text{н}} + M_{y\text{н}} + M_{z\text{н}}$.

На рис. 70 показаны силы и моменты, действующие на управляемые колеса автомобиля. Точки пересечения осей шкворней с поверхностью дороги обозначены буквами $B_{\text{в}}$ и $B_{\text{н}}$. Моменты касательных реакций дороги $X_{\text{в}}$ и $X_{\text{н}}$ относительно этих точек направлены в разные стороны и частично взаимно уравновешиваются так же, как и моменты составляющих $Z_{\text{в}}\mu_{\text{ш}}$ и $Z_{\text{н}}\mu_{\text{ш}}$ вертикальных реакций. Поэтому влияние моментов этих сил на стабилизацию незначительно. Моменты поперечных реакций дороги $Y_{\text{в}}$ и $Y_{\text{н}}$ направлены в одну сторону и, складываясь, оказывают большое влияние на стабилизацию управляемых колес.

При качении колеса с уводом на его шину действуют также моменты M'_x и M'_y , равные $Xb_{\text{ш}}$ и $Yc_{\text{ш}}$ (см. рис. 60). Сумму моментов $M'_x + M'_y = M'_{\text{ш}}$ называют *стабилизирующим моментом шины*.

На рис. 71, а приведены экспериментальные зависимости момента $M_{\text{ш}}$ от угла увода колеса $\delta_{\text{ув}}$ для некоторых моделей отечественных шин. С возрастанием угла увода стабилизирующий момент шины вначале увеличивается, а затем, достигнув наиболь-

шего значения, уменьшается. Такое протекание кривых объясняется тем, что возрастание углов увода связано, с одной стороны, с увеличением поперечной силы Y и ее момента $Yc_{\text{ш}}$, а с другой стороны — с увеличением силы сопротивления качению и поперечного смещения шины. Моменты $Xb_{\text{ш}}$ и $Yc_{\text{ш}}$ направлены в разные стороны, что уменьшает момент $M_{\text{ш}}$ при больших углах увода.

Сложив все моменты, которые действуют на управляемые колеса, получим стабилизирующий момент $M_{\text{ст}}$, приведенный к рычагу рулевой трапеции. На рулевой рычаг действует также момент $M_{\text{ру}}$ сил сопротивления в рулевом управлении, который

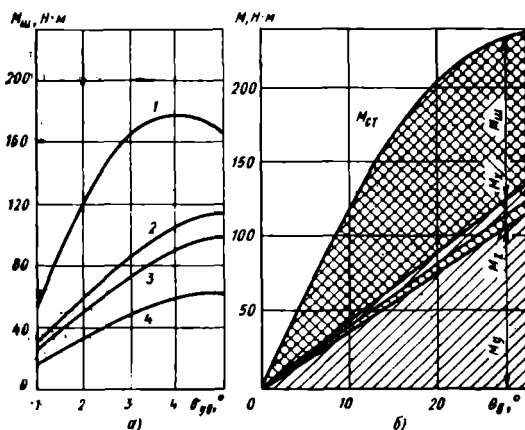


Рис. 71. Стабилизирующий момент:

а — при установке шин различных размеров; б — легкового автомобиля типа ГАЗ-24 «Волга»; 1 — шина 7,50 — 16; 2 — шина 6,00 — 15; 3 — шина 7,50 — 15; 4 — шина 6,00 — 16

противодействует движению деталей. При входе автомобиля в поворот водитель должен создать на рулевом колесе момент такой величины, чтобы преодолеть суммарный момент $M_{\text{ст}} + M_{\text{ру}}$. Поэтому для облегчения управления автомобилем момент $M_{\text{ст}}$ не должен быть особенно большим.

При выходе автомобиля из поворота водитель отпускает рулевое колесо и передние колеса под действием разности моментов $M_{\text{ст}} - M_{\text{ру}}$ возвращаются в нейтральное положение. Следовательно, в этом случае трение в рулевом управлении ухудшает стабилизацию.

Во время прямолинейного движения стабилизирующие моменты на правом и левом управляемых колесах взаимно уравновешиваются и стабилизирующий момент на рычаге рулевой трапеции равен нулю. Стабилизация колес в этом случае в основном обеспечивает момент $M_{\text{ру}}$.

На рис. 71, б показано изменение момента $M_{\text{ст}}$ и его составляющих в зависимости от угла поворота $\theta_{\text{в}}$ внутреннего управляемого колеса легкового автомобиля ($\beta_{\text{ш}} = 6^\circ$; $\gamma_{\text{ш}} = 3,5^\circ$). При таком соотношении углов наклона шкворня наибольшее значение имеют моменты $M_{\text{ш}}$ и $M_{\text{у}}$. Момент M_z сравнительно невелик, а момент M_x настолько мал, что влияет на стабилизацию колес

только во время движения по дороге с большим коэффициентом f или при торможении автомобиля, т. е. в тех случаях, когда касательные реакции имеют большие значения.

Таким образом, на стабилизацию управляемых колес в основном влияют поперечная эластичность шины и продольный наклон шкворня, изменение которых вызывает изменение моментов $M_{ш}$ и $M_{у}$. От поперечного наклона шкворня стабилизирующий момент практически зависит лишь при больших углах θ , т. е. во время движения по кривым малого радиуса.

Контрольные вопросы

1. Назовите измерители управляемости автомобиля.
2. Каково условие качения передних колес без поперечного скольжения?
3. Что такое увод колеса, от каких факторов он зависит и как влияет на управляемость автомобиля?
4. Как определить критические скорости автомобиля по условиям управляемости и увода?
5. Как влияют колебания колеса на управляемость автомобиля?
6. Что такое стабилизация управляемых колес и от каких факторов она зависит?

ЗАДАЧИ

Задача 1. Определить критическую скорость автомобиля по условиям управляемости, если $\theta = 20^\circ$ ($\sin 20^\circ = 0,364$, $\cos 20^\circ = 0,94$), $\varphi = 0,2$; $f = 0,04$.

Задача 2. Какова критическая скорость по условиям увода автомобиля, характеризуемого следующими данными: $k_{у\text{в}1} = 50$ кН/рад; $k_{у\text{в}2} = 60$ кН/рад; $M_1 = 890$ кг; $M_2 = 720$ кг. Какой поворачиваемостью обладает автомобиль?

Задача 3. Определить реакции дороги на передние колеса автомобиля если $P_y = 4500$ Н, $\varphi_{кр} = 0,1$ рад; $f = 0,025$; $c_{y1} = 18$ кН·м/рад; $h_1 = 0,1$ м; $b_k = 1,4$ м; $b = 1,3$ м; $M_1 = 850$ кг; $B = 1,47$ м.

Глава IX

ПРОХОДИМОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

§ 47. Понятие о проходимости автомобиля и ее геометрические показатели

Понятие о проходимости автомобиля. Автомобили работают не только на дорогах с твердым покрытием, но и на грунтовых дорогах, а также по бездорожью, поэтому они должны обладать хорошей проходимостью.

Единого критерия, позволяющего достаточно полно оценить проходимость автомобиля, не существует. Проходимость зависит от многих факторов, основными из которых являются опорно-тяговые свойства и геометрические параметры автомобиля, а также конструкции отдельных агрегатов трансмиссии (дифференциала, коробки передач и др.). На проходимость существенно влияет качество вождения автомобиля. Скорость движения автомобилей по бездорожью значительно ниже, чем на дорогах с твердым покрытием.

В зависимости от проходимости автомобили условно делят на три группы. В основу классификации положена так называемая «осевая формула», состоящая из двух цифр: первая цифра соответствует общему числу мостов автомобиля, а вторая — числу ведущих мостов. Так, например, осевая формула автомобиля ЗИЛ-130 имеет вид 2×1 , автомобиля ГАЗ-66 — 2×2 , автомобиля ЗИЛ-133 — 3×2 , автомобиля ЗИЛ-131 — 3×3 .

К первой группе относят автомобили ограниченной (нормальной) проходимости типов 2×1 и 3×1 , ко второй — автомобили повышенной проходимости типов 2×2 , 3×2 и 3×3 , к третьей — автомобили высокой проходимости типа 4×4 , имеющие специальную компоновку.

Геометрические показатели проходимости. Рассмотрим геометрические показатели, характеризующие проходимость автомобиля в вертикальной плоскости.

Просвет — это расстояние h между низшей точкой автомобиля и плоскостью дороги (рис. 72), которое характеризует возможность движения автомобиля без задевания сосредоточенных препятствий (камней, пней и т. п.).

Передний $\alpha_{пр}$ и задний $\beta_{пр}$ углы проходимости, а также *передний l_n и задний l_z свесы* характеризуют проходимость автомобиля по неровным дорогам при въезде на препятствие или при съезде с него, например, в случаях наезда на бугор, переезда через канавы и т. п. Для определения углов $\alpha_{пр}$ и $\beta_{пр}$ проводят касательные к внешним окружностям шин передних и задних колес и к наиболее удаленным точкам передней и задней частей автомобиля.

Радиусы продольной $r_{пр}$ и поперечной $r_{поп}$ проходимости определяют очертания препятствия, которое, не задевая, может преодо-

леть автомобиль. Радиусы проходимости равны радиусам окружностей, проведенных касательно к внешним окружностям шин и наиболее низкой точке автомобиля, в пределах базы ($\rho_{пр}$) или колеи ($\rho_{пол}$). Чем меньше радиусы продольной и поперечной проходимости, тем лучше проходимость автомобиля. Уменьшая,

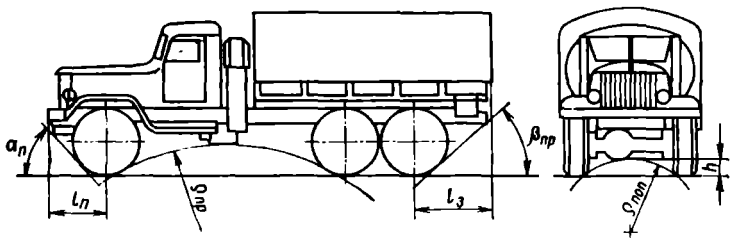


Рис. 72. Геометрические показатели проходимости автомобиля

например, базу автомобиля, можно уменьшить радиус $\rho_{пр}$. Ниже приведены радиусы $\rho_{пр}$ продольной проходимости для некоторых автомобилей (в м):

Легковые типа 2×1	3,2—8,3
Грузовые типа 2×1	2,7—5,5
Грузовые типа 2×2, 3×2, 3×3	1,9—3,6

Свойство автомобиля поворачиваться на минимальной площади называют маневренностью. Это свойство характеризует проходимость автомобиля в горизонтальной плоскости.

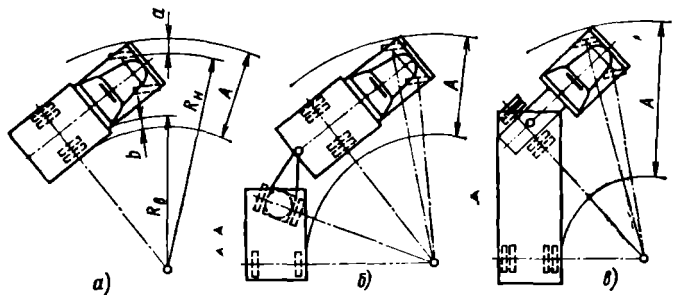


Рис. 73. Показатели маневренности:

а — одиночного автомобиля; б — тягача с прицепом; в — тягача с полуприцепом

Показатели маневренности автомобиля следующие: минимальный радиус поворота наружного переднего колеса R_n (рис. 73), ширина полосы движения A , которую занимает автомобиль при повороте, и максимальный выход отдельных частей автомобиля за пределы траекторий движения наружного переднего и внутреннего заднего колес (расстояния a и b).

Максимальную ширину полосы движения (в м) определяют по формуле

$$A = R_n - R_b + a + b, \quad (241)$$

где R_b — минимальный радиус поворота внутреннего заднего колеса, м.

Наиболее маневренны одиночные автомобили со всеми управляемыми колесами. При буксировке прицепов маневренность автомобиля несколько ухудшается, так как при поворотах автопоезда прицеп и полуприцеп смещаются к центру поворота (рис. 73, б и в) и ширина полосы движения увеличивается. Ширина полосы движения автопоезда растет с увеличением числа буксируемых прицепов, базы прицепа и длины дышла.

§ 48. Опорно-тяговые показатели проходимости

Тяговыми показателями проходимости автомобиля являются максимальные сила тяги и динамический фактор, а *опорно-сцепными* — сцепной вес, давление колес на дорогу и коэффициент сцепления.

Плохие дороги и бездорожье характеризуются прежде всего повышенным сопротивлением движению автомобиля. Чтобы преодолеть его, автомобили, работающие в этих условиях, должны иметь большую силу тяги или больший динамический фактор, чем автомобили, эксплуатируемые на хороших дорогах.

Для увеличения *силы тяги и динамического фактора* в трансмиссию автомобиля высокой проходимости вводят дополнительную коробку передач (демультипликатор). Увеличить динамический фактор можно также снижением массы автомобиля, однако это связано с уменьшением массы перевозимого груза.

Сцепной вес автомобиля можно повысить, увеличивая число ведущих колес или смещая центр тяжести в сторону ведущего моста.

Для легковых и грузовых автомобилей с передними или задними ведущими мостами отношение $G_{в.к}/G_a$ (где $G_{в.к}$ — вес, приходящийся на ведущие колеса) находится в следующих пределах:

Легковые автомобили	0,45—0,5
Грузовые автомобили	0,65—0,75

Максимальный динамический фактор для указанных автомобилей находится в пределах 0,25—0,35. Для грузовых автомобилей со всеми ведущими колесами отношение $G_{в.к}/G_a = 1$, а $D_{\max} = 0,6 \div 0,8$.

Основным показателем проходимости автомобиля по дорогам с мягким покрытием (по неплотному грунту, снегу, песку и т. п.) является *давление колес на дорогу*, которое определяют по формуле (в Па)

$$p_{уд} = G_k/F_k, \quad (242)$$

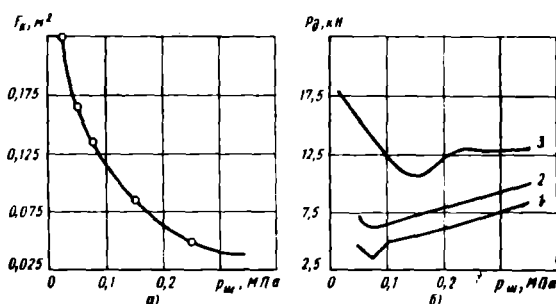
где G_k — вес автомобиля, воспринимаемый колесом, Н; F_k — площадь контакта колеса с дорогой, м^2 .

На рис. 74, а приведен график изменения площади контакта F_k шины 12,00—18 в зависимости от давления воздуха $p_{\text{ш}}$ в ней при движении автомобиля по снежной целине. По мере уменьшения давления воздуха площадь контакта увеличивается, а давление снижается до 0,07—0,08 МПа.

На рис. 74, б показаны графики изменения силы сопротивления дороги R_d автомобиля типа 3×3 с шинами 12,00—18 при разном давлении воздуха $p_{\text{ш}}$ в них. Силы сопротивления движению автомобиля по песку и заболоченной луговине достигают наименьших значений при $p_{\text{ш}} = 0,075$ МПа, и по снегу при $p_{\text{ш}} = 0,15$ МПа.

Рис. 74. Влияние давления воздуха в шине

$p_{\text{ш}}$:
а — на площадь F_k контакта ее с дорогой; б — на силу сопротивления R_d движению автомобиля; 1 — песок; 2 — заболоченная луговина; 3 — сырая снежная целина



При движении автомобиля по мягкому влажному грунту возможно буксование ведущих колес вследствие скольжения или срезания грунта. Понижение давления колес на дорогу в этом случае может снизить проходимость автомобиля, так как чем меньше давление, тем хуже ведущее колесо выдавливает влагу в контакте шины с опорной поверхностью и раньше начинает буксовать. Поэтому для повышения проходимости автомобиля по мягким влажным грунтам необходимо увеличивать давление ведущих колес на дорогу. Вместе с тем для предотвращения их буксования из-за срезания грунта желательно уменьшить давление. Максимальную силу тяги в этом случае определяют по формуле

$$P_{\text{т max}} = \sigma F_k, \quad (243)$$

где σ — напряжение среза в грунте, Па.

Когда напряжения среза больше напряжения, которое может выдержать грунт, происходит срезание грунта и колесо пробуксовывает, образуя глубокую колею.

Противоречивые требования к величине давления при движении автомобиля по мягким влажным грунтам могут быть частично удовлетворены, если использовать шины, имеющие протектор с большими выступами (грунтозацепами). До погружения грунтозацепов в грунт из-за малой площади контакта шины с опорной поверхностью давление колеса большое, в результате чего влага хорошо выдавливается из области контакта. По мере погружения

колеса в грунт увеличивается площадь срезаемого грунта, что снижает напряжение среза.

Для повышения проходимости автомобиля по пахоте, сильно размокшей дороге, песку или снегу применяют шины с особо широким профилем и низким давлением воздуха.

Сила сцепления движителя с дорогой, примерно пропорциональна длине поверхности контакта. У обычной автомобильной шины в контакте с дорогой находится около 8% длины ее окружности, а у шины с регулируемым давлением до 16%. Однако шины с регулируемым давлением при минимальном давлении в ней имеют ограниченный пробег и значительные потери на сопротивление качению. Проходимость автомобиля можно повысить, увеличив диаметр колеса. Так, на автомобилях высокой проходимости устанавливают колеса диаметром 1,5—2 м, а на некоторых специальных автомобилях, до 3 м.

Коэффициент сцепления ϕ_x шин с дорогой определяет проходимость автомобиля при движении по влажным грунтам и по скользкой (обледенелой) дороге.

§ 49. Влияние конструкции автомобиля на его проходимость

Ведомые и ведущие колеса. Ведомые колеса значительно хуже преодолевают вертикальные препятствия, чем ведущие.

На рис. 75, а показана схема сил, действующих на ведомое переднее колесо автомобиля при преодолении им вертикального препятствия высотой h .

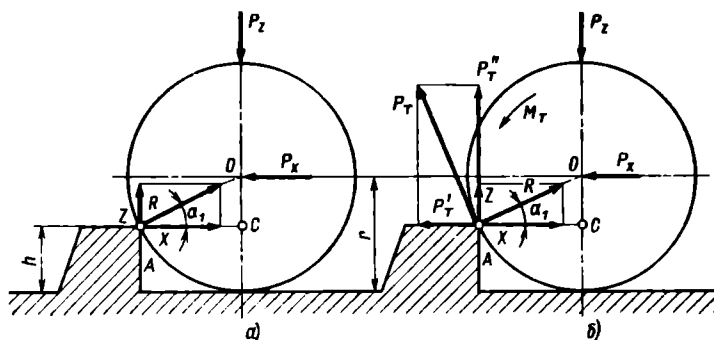


Рис. 75. Схемы сил, действующих на передние колеса при преодолении ими вертикального препятствия:

а — ведомое колесо; б — ведущее колесо

На колесо действуют следующие силы: толкающая сила P_x , воспринимаемая передним колесом от рамы автомобиля, и реакция R препятствия.

Из условий равновесия колеса имеем

$$Z = P_z; \quad X = P_x.$$

Силы, действующие на колесо, связаны между собой равенствами

$$Z = X \operatorname{tg} \alpha_1 = P_x \operatorname{tg} \alpha_1; \quad P_x = P_z / \operatorname{tg} \alpha_1.$$

Определим значение $\operatorname{tg} \alpha_1$ из треугольника AOC :

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{OC}{AC} = \frac{r-h}{\sqrt{2rh-h^2}}; \quad (244)$$

следовательно,

$$P_x = \frac{P_z}{\operatorname{tg} \alpha_1} = P_z \frac{\sqrt{2rh-h^2}}{r-h}. \quad (245)$$

Из полученной формулы следует, что при $h = r$ сила P_x становится бесконечно большой, т. е. при наезде ведомых передних колес на препятствие высотой $h = r$ автомобиль не сможет его преодолеть даже при весьма большой силе тяги на ведущих колесах.

На ведущее переднее колесо, кроме сил P_x и P_z действует также тяговый момент M_t , вследствие чего появляется сила тяги P_t (рис. 75, б). Разложим силу P_t на горизонтальную P'_t и вертикальную P''_t составляющие. В результате действия сил P_x и P_z возникают реакции X и Z . Спроектировав все силы на вертикальную и горизонтальную оси, получим

$$P_x = X - P'_t; \quad P_z = Z + P''_t.$$

Возникновение дополнительной силы P''_t позволяет ведущему колесу преодолевать препятствие высотой, равной радиусу колеса, а сила P'_t уменьшает составляющую силы сопротивления движению X .

Колеи передних и задних колес. При образовании колеи во время движения автомобиля по мягким грунтам возникает значительное сопротивление качению колес. Поэтому в случае несовпадения колеи задних колес с колеями передних сопротивление движению больше, чем при их совпадении. Несовпадение колеи может быть как у автомобилей со всеми односкатными колесами (рис. 76, б), так и у автомобилей с передними односкатными и задними двухскатными колесами (рис. 76, в). Разность передней и задней колеи односкатных колес не должна превышать 25—32 % ширины профиля шины. При большей разности проходимость автомобиля существенно снижается.

Подвеска. Движение автомобилей типов 3×2 и 3×3 по пересеченной местности без отрыва колес от грунта может быть ограничено максимально допустимым перекосом их осей, который зависит от типа подвески. При независимой и балансирной подвесках перекоос больше, что способствует повышению проходимости.

Дифференциал. При пробуксовке одного из ведущих колес (например, левого) дифференциал распределяет крутящий момент между колесами следующим образом:

$$M_n = 0,5 (M_d + M'_{тр}); \quad M_n = 0,5 (M_d - M'_{тр}),$$

где M_d — крутящий момент на ведомой шестерне главной передачи, Н·м; $M_{тр}$ — момент трения в дифференциале, возникающий из-за относительного движения его деталей, Н·м.

С точки зрения проходимости автомобиля трение в дифференциале является полезным, так как оно позволяет передавать больший крутящий момент на небуксующее колесо и меньший — на буксующее, а это способствует прекращению буксования.

Дифференциал с малым внутренним трением распределяет крутящий момент по полуосям поровну, причем его реализация ограничивается буксованием того ведущего колеса, которое находится на грунте с меньшим коэффициентом сцепления. Поэтому при установке простого дифференциала резко ухудшается проходимость

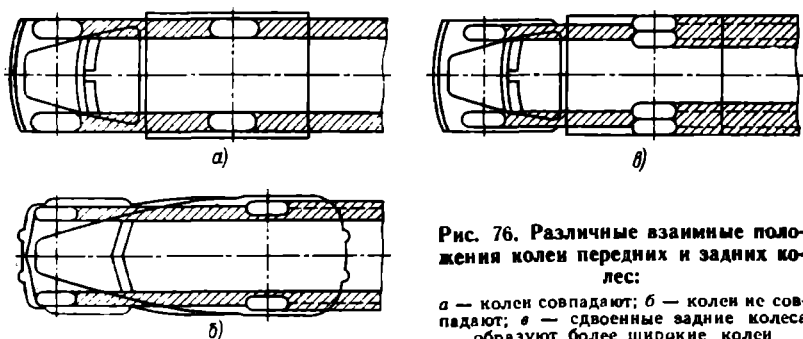


Рис. 76. Различные взаимные положения колес передних и задних колес:

а — колес совпадают; б — колес не совпадают; в — двойные задние колеса образуют более широкое колес

автомобиля, так как величина силы тяги на ведущих колесах определяется колесом, которое имеет меньшее сцепление с дорогой. Вследствие этого сила тяги может оказаться недостаточной для преодоления автомобилем сопротивления движению.

Трение в простом дифференциале невелико, вследствие чего суммарная сила тяги увеличивается всего лишь на 4—6%. В дифференциалах повышенного трения — червячном и кулачковом, которые устанавливают на автомобили повышенной и высокой проходимости, трение значительно больше, и сила тяги возрастает на 10—15%.

Преимуществом самоблокирующихся дифференциалов с муфтами свободного хода является возможность обеспечения максимальной силы тяги (выключение дифференциала) при любом соотношении коэффициентов сцепления между дорогой и правым и левым колесами автомобиля. Самоблокирующийся дифференциал улучшает проходимость автомобиля при движении по скользким грунтам, так как действует автоматически, и при качении одного из ведущих колес по дороге с малым коэффициентом сцепления позволяет преодолевать этот участок без потери автомобилем кинетической энергии.

Влияние регулирования давления воздуха в шинах. Автомоби

давления воздуха в шинах, при прочих равных условиях обладают повышенной проходимостью при движении по мягким грунтам.

Специальные автомобили высокой проходимости. Автомобили высокой проходимости предназначены для работы в тяжелых дорожных условиях и вне дорог. Для повышения проходимости колесных автомобилей число колес у них увеличивают до восьми и десяти, причем обычно все колеса делают ведущими. Стремление установить на автомобиле колеса большого диаметра при той же ширине рамы, снизить массу, улучшить поворачиваемость и проходимость автомобиля привело к созданию автомобилей с составной («ломающейся») рамой. Более 50 лет выпускаются автомобили с гусеничным двигателем, но за это время их конструкция не претерпела больших изменений. Колеса гусеничных двигателей (опорные катки) воздействуют на грунт через траки гусениц.

Глубина брода, преодолеваемого автомобилем, зависит от высоты расположения частей двигателя, которые не должны находиться в воде (воздушный фильтр и фильтр системы вентиляции картера, свечи и распределитель зажигания). Автомобили ограниченной проходимости могут преодолевать неглубокие броды (0,5—0,6 м) с твердым дном, а автомобили повышенной проходимости при герметизации отдельных механизмов — броды глубиной до 1,5 м.

Для преодоления широких и глубоких водных преград строят плавающие автомобили (амфибии), которые обычно изготавливают на базе автомобилей типа 2×2 или 3×3.

§ 50. Способы увеличения проходимости автомобиля

Лебедка. Для преодоления особо тяжелых участков пути и подъемов, а также вытаскивания застрявшего автомобиля применяют лебедки с приводом от коробки отбора мощности. Обычно у автомобилей малой и средней грузоподъемности лебедки устанавливают в передней их части. Преимуществами такого расположения лебедки являются простота ее привода и удобство обслуживания, а недостатками — перегрузка передней оси автомобиля, уменьшение переднего угла проходимости и затруднение пуска двигателя с помощью пусковой рукоятки.

Привод барабана лебедки обычно имеет червячный редуктор. Для удержания барабана под нагрузкой он снабжен тормозом. С целью предохранения элементов лебедки от поломки при перегрузке припод, воспринимающий крутящий момент от коробки передач, имеет ограничитель момента, например штифт, который срезается, если крутящий момент станет больше допустимой величины. Длина троса лебедки должна быть 80—110 м. Средняя скорость наматывания троса на низших передачах и при малой угловой скорости коленчатого вала двигателя находится в пределах 0,15—0,5 м/с. У автомобилей большой грузоподъемности лебедку нередко устанавливают в средней части автомобиля.

Перед самовытаскиванием автомобиля, оборудованного лебедкой, конец троса прикрепляют к опоре, которая может выдержать максимальную силу тяги, развиваемую лебедкой. В качестве опоры используют пни, деревья и другие предметы. При отсутствии естественных опор используют различные якорные устройства, например якорь штопорного типа, который ввинчивают в грунт с помощью лома. Этот якорь изготовляют из стального прутка диаметром 10—16 мм и длиной до 1 м. Он может быть использован для вытаскивания автомобилей малой грузоподъемности. Трос лебедки при этом закрепляют в проушине штопора. У самоуглубляющегося якоря сошник под действием силы тяги, воспринимаемой тросом и тягой, стремится глубже погрузиться в грунт.

Лебедка самовытаскивателя. Если автомобиль не имеет лебедки, то для самовытаскивания могут быть использованы ведущие колеса, на ступицы которых устанавливают лебедки самовытаскивателя. Для этой цели на ведущих колесах имеются постоянно укрепленные на полуосях с помощью шпилек и гаек фланцы, на которые надевается лебедка с тросом. Тросы разматывают и их концы прикрепляют к опорам на местности. Суммарная сила тяги на тросах самовытаскивателя больше силы тяги на ведущих колесах автомобиля во столько раз, во сколько радиус колеса больше радиуса барабана, и достигает 70—80% силы тяжести автомобиля.

Приспособления, повышающие проходимость автомобилей. При работе автомобилей в тяжелых дорожных условиях широко применяют цепи различных конструкций, увеличивающие силу тяги по условиям сцепления. Цепи укрепляют на ведущих колесах автомобиля.

Простейшим приспособлением для увеличения сцепления колес с дорогой являются *витые цепи* с замочными устройствами на концах. Такие цепи за 20 мин можно равномерно намотать на ободья и шины, а затем запереть замками.

Цепи браслетного типа надевают на обод и шину одного или двух колес (при двухскатных колесах). На укатанных снежных и обледенелых, а также на размокших грунтовых дорогах с твердым основанием такие цепи увеличивают силу тяги на 20—45% по сравнению с обычными шинами. На слабых грунтах (рыхлых песчаных и болотистых грунтах, снежной целине) устанавливать эти цепи не следует, так как срыв грунта выступами цепей может привести к быстрому «зарыванию» колес в грунт, т. е. к застреванию автомобиля.

Проходимость автомобиля по глубокому рыхлому снегу можно повысить, используя *траковые цепи* противоскольжения.

Для трехосных автомобилей используют *гусеничную цепь*.

Рассмотренные выше приспособления необходимо использовать только для временного повышения проходимости автомобиля на тяжелых участках пути. При работе автомобиля на дорогах с твердым покрытием цепи нужно снимать.

Пример. Сможет ли грузовой автомобиль типа 2×1 преодолеть бордюрный камень высотой $h = 0,45$ м, если толкающая сила, воспринимаемая передними колесами, $P_x = 19\,550$ Н; вес, приходящийся на переднюю ось, $P_z = 12\,875$ Н, а радиус колеса $r = 0,49$ м.

Решение. По формуле (245) имеем

$$19\,550 = 12\,875 \sqrt{\frac{2 \cdot 0,49h - h^2}{0,49 - h}},$$

откуда $h = 0,39$ м.

При данной толкающей силе автомобиль не преодолеет бордюрный камень высотой $0,45$ м.

Контрольные вопросы

1. Назовите основные геометрические показатели проходимости автомобиля и каково их значение для автомобилей высокой проходимости?
2. Как увеличить проходимость колесных автомобилей по грунту?
3. Какие конструктивные факторы влияют на проходимость автомобиля?
4. Назовите специальные типы автомобилей высокой проходимости.
5. Какие требования предъявляются к проходимости автомобилей?

ЗАДАЧИ

Задача 1. Определить крутящие моменты на ведущих колесах легкового автомобиля типа 2×1 , движущегося на повороте с буксованием по горизонтальной дороге с включенной прямой передачей, если $M_e = 111$ Н·м, $M_{т.д} = 25$ Н·м, $\mu_{гд} = 4,22$.

Задача 2. Легковой автомобиль типа 2×1 движется по горизонтальной дороге на повороте с буксованием; момент трения дифференциала $M'_{тр} = 25$ Н·м, крутящий момент на колесе с меньшим коэффициентом сцепления $M_{л} = 270$ Н·м. Определить суммарную силу тяги на двух ведущих колесах. Радиус качения колеса $r = 0,311$ м.

Задача 3. Сможет ли грузовой автомобиль повернуть на закруглении дороги постоянного радиуса и не выйти при этом за пределы дорожного полотна, если ширина проезжей части дороги равна 3 м, $R_a = 8,0$ м, $R_b = 6,3$ м, $a = 0,3$ м, $b = 0,4$ м.

Глава X

ПЛАВНОСТЬ ХОДА АВТОМОБИЛЯ

§ 51. Влияние колебаний на человека

В результате длительного воздействия колебаний кузова, возникающих при движении автомобиля, пассажиры и водитель сильно утомляются. Колебания кузова отражаются также на сохранности перевозимого груза и самого автомобиля. Поэтому одним из основных требований, предъявляемых к современному автомобилю, является повышение плавности хода и улучшение комфортабельности (удобства) езды.

11. Ускорение колебаний

Частота колебаний Гц	Ускорения в м/с ² , вызывающие ощущения	
	неприятные	болезненные
1	2,3	2,7
1,5	2,1	2,5
2	1,9	2,3
3	1,7	2,0

Колебания автомобиля можно разделить на низкочастотные (предположительно до 15—18 Гц) и высокочастотные, или вибрации. Вибрационная чувствительность организма составляет 15—1500 Гц. С высокой частотой преимущественно колеблются неподдрессоренные массы, а с низкой — поддрессоренные массы (кузов). Действие колебаний на организм человека зависит от их частоты, амплитуды, продолжительности действия и направления.

В настоящее время нет единого мнения о тех пределах частот колебаний, которые соответствуют тому или иному их действию на организм человека. Человек не ощущает колебаний при ходьбе, так как с детства привык к частоте, составляющей в зависимости от числа шагов в секунду 1,7—2,5 Гц.

С увеличением скорости колебаний плавность хода автомобиля ухудшается. Ниже приведена характеристика колебаний в зависимости от скорости колебаний (в м/с):

Неощутимые	0,035
Едва ощутимые	0,035—0,1
Вполне ощутимые	0,1—0,2
Сильно ощутимые	0,2—0,3
Неприятные и очень неприятные	0,3—0,4

Влияние знакопеременных ускорений на организм человека в большей степени зависит от частоты колебаний. С увеличением частоты даже небольшие ускорения колебаний могут вызвать неприятные или болезненные ощущения (табл. 11).

§ 52. Измерители плавности хода

Рассмотрим колебания тела весом G_r (рис. 77) с одной степенью свободы, расположенного на пружине с жесткостью c . Когда пружина находится в свободном состоянии, тело занимает положение

ние *I*. При равновесии системы возникает статическая деформация пружины под действием веса G_r , вследствие чего тело занимает положение *II*, причем деформация (прогиб) пружины

$$f_0 = \frac{G_r}{c}. \quad (246)$$

Переместим тело в положение *III* и, сжав пружину, затем отпустим его. Тело начнет колебаться, перемещаясь вверх и вниз. Если с этим телом связать самопишущий прибор и протягивать с постоянной скоростью ленту, то на ней будет записана кривая колебаний тела. На полученной кривой отметим амплитуду f_A , равную наибольшему отклонению тела от положения равновесия, и период T , равный промежутку времени, который соответствует двум ближайшим одинаковым положениям тела (например, крайним верхним).

Во время колебаний тело движется неравномерно, причем одновременно изменяются его положение, скорость, ускорение и нарастание ускорений. Характер кривых перемещения, скорости и ускорения примерно одинаковый.

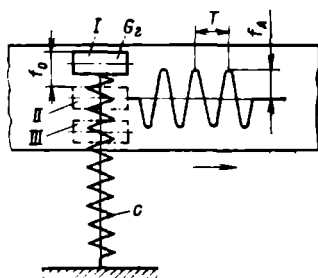


Рис. 77. Колебание тела с одной степенью свободы

Колебания кузова автомобиля характеризуют в основном аналогичными измерителями, приведенными ниже.

Период колебаний T — время в секундах, в течение которого кузов совершает полное колебательное движение.

Частота колебаний ω в герцах (Гц) — число колебаний в секунду, $\omega = 1/T$. В практике иногда частоту колебаний измеряют числом колебаний в минуту

$$n = 60/T. \quad (247)$$

Частоты ω и n связывают между собой равенство

$$n = 1/T = (\omega/2\pi) \sqrt{c/m}, \quad (248)$$

где m — масса колеблющегося тела.

Подставив в выражение (248) значение жесткости c из формулы (246), а также выразив массу m через G_r/g , получим

$$n = (1/2\pi) \sqrt{g/f_0}. \quad (249)$$

Таким образом, чем больше статический прогиб подвески, тем меньше частота собственных колебаний. Используя мягкие подвески, уменьшают частоту собственных колебаний кузова и повышают комфортабельность езды в автомобиле.

Амплитуда колебаний — наибольшее отклонение (перемещение) кузова от положения равновесия.

Скорость колебаний, равная первой производной перемещения по времени, м/с.

Ускорение колебаний, равное второй производной перемещения по времени или первой производной скорости колебаний по времени, м/с².

Среднее квадратическое ускорение колебаний $\sigma_{\text{ск}}$, м/с².

Скорость нарастания ускорений колебаний, равная третьей производной перемещения по времени или первой производной ускорения колебаний по времени, м/с³.

§ 53. Колебания автомобиля

Кузов автомобиля имеет шесть степеней свободы и совершает весьма сложные колебания. Для упрощения расчетов рассматривают лишь колебания в вертикальной плоскости (рис. 78, а): линейные вдоль оси z — подпрыгивание и угловые вокруг оси y (α_y) — галопирование.

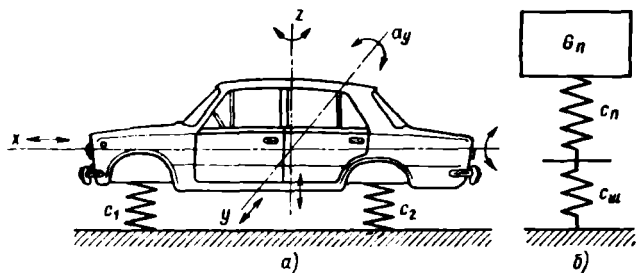


Рис. 78. Упрощенная схема колебательной системы автомобиля и определение приведенной жесткости подвески

Буквами c_1 и c_2 на схеме обозначены *приведенные жесткости* передней и задней подвесок, т. е. жесткости таких упругих элементов, прогиб которых равен суммарным прогибам подвесок и шин, воспринимающих ту же нагрузку. Для определения приведенной жесткости $c_{\text{пр}}$ рассмотрим схему на рис. 78, б, где изображен груз весом G_n , установленный на упругом элементе подвески и шине, жесткости которых соответственно равны c_n и $c_{\text{ш}}$.

Под действием веса G_n упругая система деформируется, величина деформации равна сумме прогибов упругого элемента подвески и шины: $f_n = G_n/c_n + G_n/c_{\text{ш}}$. Вместе с тем суммарный прогиб этой системы, который определяют по изменению положения оси колеса (в м),

$$f_n = G_n/c_{\text{пр}}.$$

Следовательно,

$$G_n/c_{\text{пр}} = G_n/c_n + G_n/c_{\text{ш}}.$$

Решив полученное равенство относительно жесткости $c_{\text{пр}}$, получим

$$c_{\text{пр}} = (c_n c_{\text{ш}})/(c_n + c_{\text{ш}}). \quad (250)$$

Жесткость передней или задней подвески современных автомобилей находится в пределах 20—60 кН/м, а жесткость шин — в пределах 200—450 кН/м. Меньшие значения жесткостей относятся к легковым, а большие — к грузовым автомобилям.

Для уменьшения вертикальных колебаний используют мягкую подвеску и устанавливают амортизаторы.

Чтобы иметь представление о том, каким образом можно уменьшить галопирование, познакомимся с понятием о центре упругости системы.

Центром упругости системы называют точку, при приложении к которой внешней возмущающей силы возникает только линейное перемещение системы. Для определения положения центра упругости рассмотрим стержень, который опирается на упругие элементы подвески (рис. 79).

Если возмущающая сила P приложена не к центру упругости (Ц. у), а в другой точке, то возникают как линейное, так и угловое перемещения стержня (положение 1). Если сила P приложена к центру упругости, то происходит только линейное перемещение стержня (положение 2). В последнем случае прогибы подвесок f_1 и f_2 равны между собой, вследствие чего галопирование отсутствует.

Определим величину x , т. е. расстояние от центра упругости до центра тяжести Ц. т. Из условия равновесия стержня относительно центра тяжести имеем

$$a - Px - R_2 b = 0, \quad (251)$$

где R_1 и R_2 — реакции опор.

Решив найденное уравнение относительно x , получим

$$x = (R_1 a - R_2 b) / P.$$

Заменим реакции R_1 и R_2 произведениями жесткости c_1 и c_2 на соответствующие прогибы f_1 и f_2 :

$$R_1 = c_1 f_1 \text{ и } R_2 = c_2 f_2,$$

тогда

$$P = R_1 + R_2 = c_1 f_1 + c_2 f_2. \quad (252)$$

Подставив в выражение для определения расстояния x найденные значения R_1 , R_2 и P , получим

$$x = \frac{c_1 f_1 a - c_2 f_2 b}{c_1 f_1 + c_2 f_2}. \quad (253)$$

Но $f_1 = f_2$, следовательно,

$$x = (c_1 a - c_2 b) / (c_1 + c_2). \quad (254)$$

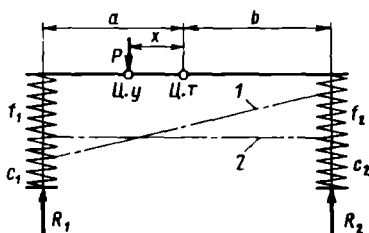


Рис. 79. Схема для определения положения центра упругости

Применим полученное выражение к колебаниям кузова, заменив поддрессоренную массу кузова m_k (рис. 80), тремя массами: m_1 , m_2 и m_3 , связанными между собой невесомым стержнем. Массы m_1 и m_2 расположены соответственно на расстоянии a_k и b_k от центра тяжести кузова, а масса m_3 находится в его центре тяжести. Чтобы система из трех масс соответствовала в динамическом отношении действительной массе поддрессоренной части автомо-

биля, необходимо соблюдение следующих условий:

сумма всех масс системы должна быть равна поддрессоренной массе автомобиля:

$$m_1 + m_2 + m_3 = m_k; \quad (255)$$

центр тяжести системы должен совпадать с центром тяжести кузова:

$$m_1 a_k = m_2 b_k; \quad (256)$$

момент инерции системы относительно горизонтальной оси y должен быть равен моменту инерции поддрессоренной массы относительно той же оси, т. е.

$$m_1 a_k^2 + m_2 b_k^2 = I = m_k \rho_k^2; \quad (257)$$

где ρ_k — радиус инерции поддрессоренной массы автомобиля.

Из уравнений (255)–(257) определим массы m_1 , m_2 и m_3 :

$$m_1 = (m_k \rho_k^2) / (a_k L); \quad (258)$$

$$m_2 = (m_k \rho_k^2) / (b_k L); \quad (259)$$

$$m_3 = m_k \left(1 - \frac{\rho_k^2}{a_k b_k} \right). \quad (260)$$

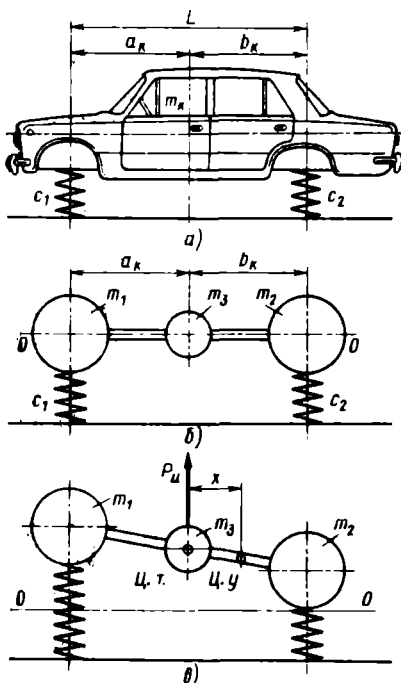


Рис. 80. Свободные колебания кузова:

а — схема подвески кузова; б — система, эквивалентная поддрессоренной массе; в — положения центров тяжести и упругости

Если вывести стержень из состояния равновесия, а затем отпустить, то он начнет колебаться (рис. 80, в). Во время колебаний появляется сила инерции

$$P_u = m_3 j$$

Эта сила создает момент относительно центра упругости

$$M_u = P_u x = m_3 j x. \quad (261)$$

Момент $M_u = 0$, если масса $m_3 = 0$ или плечо силы P_u равно нулю.

Из уравнения (260) следует, что масса $m_3 = 0$, если $\rho_k^2 / (a_k b_k) = 1$, так как масса кузова $m_k \neq 0$. Для современных легковых

автомобилей отношение $\rho_k^*/(a_k b_k)$ близко к единице, вследствие чего они имеют хорошую плавность хода.

Если плечо $x = 0$ и центр тяжести совпадает с центром упругости, то

$$x = (c_1 a_k - c_2 b_k)/(c_1 + c_2) = 0, \quad (262)$$

тогда

$$c_1 a_k = c_2 b_k \text{ или } c_1/c_2 = b_k/a_k. \quad (263)$$

Следовательно, жесткости подвесок необходимо выбирать таким образом, чтобы они были обратно пропорциональны расстояниям центра тяжести от передней и задней осей. Тогда при одинаковых прогибах передней и задней подвесок кузов автомобиля будет перемещаться вертикально без галопирования.

§ 54. Способы повышения плавности хода автомобиля

Шины влияют на высокочастотные колебания автомобиля. Для улучшения плавности хода автомобиля целесообразно иметь шины возможно меньшей жесткости. В связи с этим стремятся уменьшить их жесткость путем снижения давления воздуха в них и увеличения ширины профиля.

Применение независимой подвески передних колес позволяет получить отношение статических прогибов передней и задней подвесок, близкое к единице. В результате при наезде автомобиля на препятствие галопирования практически не происходит, так как кузов перемещается параллельно самому себе.

При применении независимой подвески для задних ведущих колес значительно усложняется конструкция привода колес. Поэтому, как правило, независимую подвеску применяют только для передних колес.

В качестве упругого элемента независимой подвески используют пружины, а в последнее время — пневматические упругие элементы, реже — торсионы. Пружины и торсионы по сравнению с листовыми рессорами имеют меньшие массы, большую долговечность, практически не имеют внутреннего трения, просты в изготовлении и не нуждаются в уходе.

Пневматическая подвеска обеспечивает высокую плавность хода благодаря небольшой жесткости и благоприятному характеру изменения упругой характеристики, а также возможность регулирования в широких пределах жесткости подвески и высоты кузова.

Контрольные вопросы

1. Чем измеряется плавность хода автомобиля?
2. Каковы виды колебаний автомобиля?
3. Что такое центр упругости системы?
4. Как влияют шины на плавность хода автомобиля?
5. Каковы преимущества независимой подвески?

ЗАДАЧИ

Задача 1. Определить жесткость задней подвески грузового автомобиля, если жесткость передней подвески $c_{п1} = 3700$ Н/см, а расстояния центров тяжести до передней и задней осей соответственно равны: $a = 210$ см; $b = 120$ см. При этом центр тяжести автомобиля совпадает с центром упругости.

Задача 2. Определить статический прогиб передней подвески легкового автомобиля, если вес, приходящийся на передние колеса, равен 9000 Н, а жесткость $c_{п1} = 450$ Н/см.

Задача 3. Определить приведенную жесткость подвески и шины грузового автомобиля, если жесткость каждого упругого элемента подвески $c_n = 500$ Н/см, а жесткость шин $c_{ш} = 4500$ Н/см.

КОНСТРУКЦИЯ АВТОМОБИЛЯ

Глава XI

ТИПЫ ТРАНСМИССИЙ АВТОМОБИЛЯ

Трансмиссия автомобиля предназначена для передачи мощности от двигателя к ведущим колесам и изменения частоты вращения колес и подводимого к ним крутящего (тягового) момента по величине и направлению. Необходимость в трансформации (изменении по величине) крутящего момента вызвана ограниченной мощностью и сравнительно небольшими коэффициентами приспособляемости автомобильных двигателей внутреннего сгорания (не более 1,25 у дизелей и 1,5 у карбюраторных двигателей). Поэтому необходим основной агрегат трансмиссии — трансформатор (преобразователь) крутящего момента, например коробка передач или гидротрансформатор.

В зависимости от типа преобразователя трансмиссии делят на механические (ступенчатые и бесступенчатые), гидромеханические, гидробъемные, электромеханические (бесступенчатые). Последние два типа бесступенчатых трансмиссий, несмотря на их преимущества, пока не получили широкого распространения. Еще реже применяют бесступенчатые механические трансмиссии из-за быстрого износа или малой долговечности отдельных агрегатов.

§ 55. Ступенчатая механическая трансмиссия

Основным агрегатом ступенчатой механической трансмиссии является механический преобразователь — коробка передач, трансформирующая крутящий момент с помощью шестерен, которые можно вводить в зацепление в разных сочетаниях и тем самым получать различные передаточные числа. Так, например, при включении понижающей передачи передаточное число коробки оказывается больше единицы. При этом во сколько раз уменьшается частота вращения вторичного вала, почти во столько же раз увеличивается передаваемый коробкой крутящий момент.

Высшая передача у большинства коробок прямая, т. е. ее передаточное число равно единице. Иногда высшую передачу делают повышающей, т. е. с передаточным числом меньше единицы. При движении на ней с той же скоростью, как и на прямой передаче,

частота вращения двигателя снижается на 10—20%, что уменьшает износ его деталей и расход топлива.

Для движения назад включают передачу заднего хода. Так как промежуточный и вторичный валы при этом соединены между собой не двумя, а тремя шестернями, то направление вращения вторичного вала изменяется на обратное, вследствие чего автомобиль движется назад.

Кроме коробки передач в механическую трансмиссию входят также и другие агрегаты, передающие и преобразующие крутя-

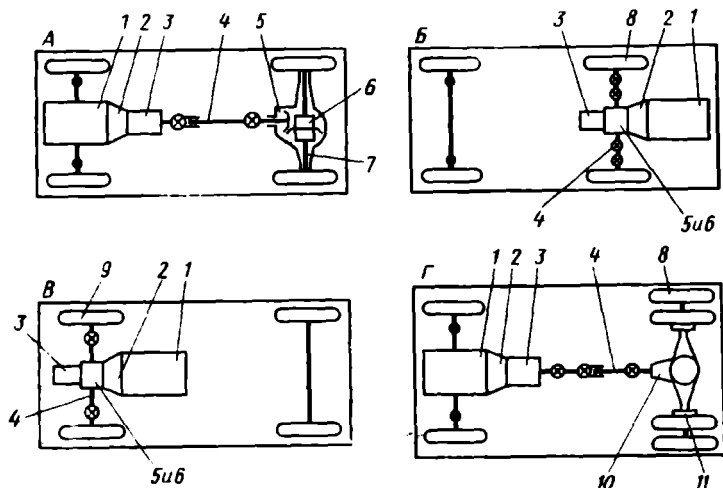


Рис. 81. Ступенчатые механические трансмиссии автомобилей типа 2×1 с различным расположением двигателя:

А и Г — легкового и грузового заднеприводных с передним расположением двигателя; Б — легкового заднеприводного с задним расположением двигателя; В — легкового переднеприводного с передним расположением двигателя

щий момент. Их число и взаимное расположение зависят от осевой формулы автомобиля и расположения двигателя и ведущих мостов. Так, у наиболее распространенного легкового заднеприводного автомобиля типа 2×1 с передним расположением двигателя 1 (схема А, рис. 81) в трансмиссию входят сцепление 2, коробка передач 3, карданная передача 4 и ведущий мост, состоящий из главной передачи 5, дифференциала 6 и двух полуосей 7. При таком расположении двигателя и агрегатов трансмиссии можно более равномерно распределить нагрузку между передним и задним мостами и расположить сиденья между ними в зоне меньших колебаний кузова, но необходимо установить сравнительно длинную карданную передачу. По схеме А выполнены трансмиссии автомобилей ВАЗ-2101 «Жигули», «Москвич-412», ГАЗ-24 «Волга» и др.

Более компактны трансмиссии легкового заднеприводного автомобиля типа 2×1 с задним расположением двигателя 1 (схема Б)

и легкового переднеприводного автомобиля того же типа с передним расположением двигателя (схема В). Это объясняется тем, что сцепление 2, главную передачу 5 и дифференциал 6, а также коробку передач 3 можно расположить в общем картере, а передачу мощности от дифференциала к ведущим колесам 8 (схема Б) или к ведущим управляемым колесам 9 (схема В) осуществить через две короткие поперечные карданные передачи 4 (с карданными шарнирами равных угловых скоростей на схеме В).

При сравнительно редком заднем расположении двигателя и трансмиссии (схема Б) можно обеспечить лучшую обзорность дороги и разместить сиденья между мостами, а также полнее изолировать салон от шума двигателя и отработавших газов. Однако при этом ухудшаются управляемость и поперечная устойчивость автомобиля и усложняются приводы управления двигателем, сцеплением и коробкой передач из-за значительного удаления их от места водителя. Кроме того, водитель и передний пассажир менее защищены от травм при наездах и столкновениях, чем в автомобилях, выполненных по схеме А. Схему Б имеет, например, трансмиссия автомобиля ЗАЗ-965А «Запорожец».

Ограниченно применяемое переднее расположение двигателя и трансмиссии (схема В) позволяет обеспечить хорошую поперечную устойчивость автомобиля. Однако при движении автомобиля на подъеме по дороге со скользким покрытием возможно пробуксовывание передних ведущих колес в результате уменьшения нагрузки на передний мост.

Так как грузовые автомобили типа 2×1 обычно заднеприводные с передним расположением двигателя 1 (схема Г), то их трансмиссии также состоят из сцепления 2, коробки передач 3, карданной передачи 4 и ведущего моста 10 (автомобили ГАЗ-53А, ЗИЛ-130, МАЗ-200 и др.). Иногда грузовые автомобили имеют разнесенную главную передачу, которая состоит из центральной главной передачи, установленной в картере ведущего моста, и двух планетарных колесных редукторов 11, расположенных внутри ведущих колес 8 (автомобиль МАЗ-500А).

По мере увеличения числа ведущих мостов трансмиссия грузового автомобиля усложняется. Так, у автомобиля повышенной проходимости типа 2×2 с передним расположением двигателя 1 (схема Д, рис. 82) кроме сцепления 2, коробки передач 3, карданной передачи 4 и заднего ведущего моста 5 в трансмиссию входят также ведущий управляемый мост 7 и раздаточная коробка 6, соединенная с ним и коробкой передач 3 карданными передачами 4. Еще сложнее трансмиссии автомобилей высокой проходимости типа 3×3 (схемы Е и Ж). В трансмиссиях автомобилей этого типа задний ведущий мост 5 карданной передачей 4 соединяют с раздаточной коробкой 6 (схема Е) или со средним ведущим (проходным) мостом 8 (схема Ж). В раздаточной коробке таких многоприводных автомобилей располагают межосевой дифференциал 9. По схеме Д выполнена, например, трансмиссия автомобиля ГАЗ-66,

а по схемам *Е* и *Ж* — соответственно трансмиссии автомобилей КрАЗ-255Б и «Урал-375».

Ступенчатые механические трансмиссии обычно проще, легче, дешевле и надежнее бесступенчатых трансмиссий и имеют сравнительно высокий КПД. К одному из их недостатков следует отнести разрыв потока мощности при переключении* передач, вызывающий замедление движения, что снижает интенсивность разгона и ухудшает проходимость автомобиля. Кроме того, выбор передач в зависимости от условий движения и моменты переключения их

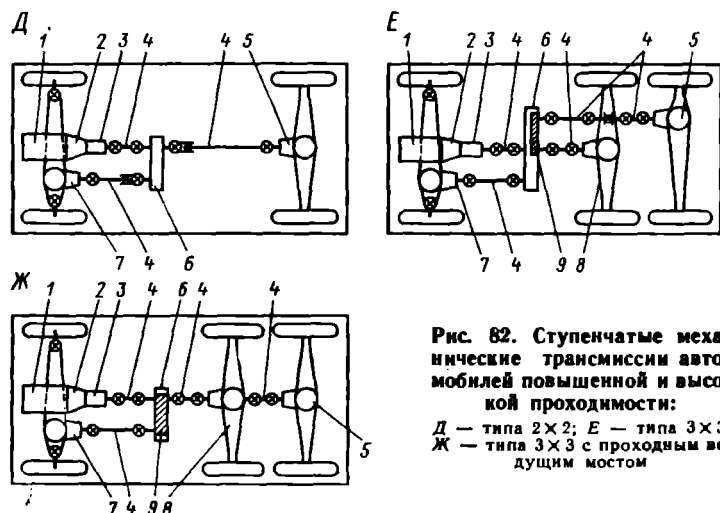


Рис. 82. Ступенчатые механические трансмиссии автомобилей повышенной и высокой проходимости:

Д — типа 2×2; *Е* — типа 3×3;
Ж — типа 3×3 с проходным ведущим мостом

зависят от квалификации водителя и поэтому не всегда соответствуют наиболее выгодным режимам работы двигателя. Значительное число переключений передач в городских условиях движения вызывает сильное утомление водителя. Ступенчатые механические трансмиссии многоприводных автомобилей громоздкие и тяжелые; их работа сопровождается шумом и значительными потерями мощности.

§ 56. Гидромеханическая трансмиссия

Гидромеханическая трансмиссия является комбинированной трансмиссией, состоящей из гидротрансформатора и ступенчатой механической трансмиссии.

Гидротрансформатор (рис. 83) представляет собой гидродинамический преобразователь, плавно автоматически изменяющий величину передаваемого момента в зависимости от нагрузки. Он состоит из трех колес с радиально расположенными криволинейными лопатками: насоса 3, жестко через корпус 8 связанного с коленчатым валом 1 двигателя; турбины 2, соединенной с первич-

ным валом 7 коробки передач, и реактора 4, установленного на его пустотелый вал 6 с помощью муфты свободного хода 5. Корпус 8 гидротрансформатора заполнен маловязким маслом.

При вращении коленчатого вала масло, находящееся между лопатками насоса, под действием центробежных сил перетекает от внутренних краев лопаток к внешним. Ударяясь о лопатки турбины, масло отдает ей часть накопленной кинетической энергии, вследствие чего турбина начинает вращаться в том же направлении, что и насос. Из турбины масло перетекает к лопаткам реактора, изменяющим направление струй масла, а затем — к внутрен-

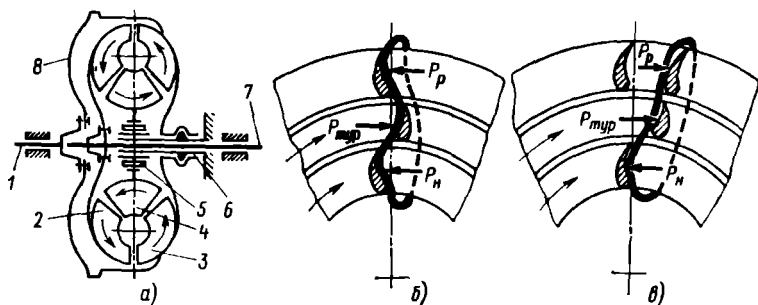


Рис. 83. Гидротрансформатор:

а — схема; б — работа на режиме преобразователя; в — переход на режим гидромуфты

ним краям лопаток насоса. Таким образом, часть масла циркулирует по замкнутому контуру насос—турбина—реактор—насос. Чем больше нагрузка и меньше угловая скорость турбины $\omega_{тур}$ по сравнению с угловой скоростью насоса ω_n , тем большую часть кинетической энергии масла воспринимает турбина и тем больше момент $M_{тур}$ силы $P_{тур}$ (рис. 83, б), возникающий при ударе струй масла о лопатки.

В случае остановки турбины или при трогании автомобиля с места, когда угловая скорость $\omega_{тур} = 0$, момент $M_{тур}$ достигает максимального значения. При этом проскальзывание гидротрансформатора $\Pi = (\omega_n - \omega_{тур})/\omega_n = 1$ (100%). По мере повышения угловой скорости $\omega_{тур}$ величины $M_{тур}$ и Π уменьшаются. Следует отметить, что проскальзывание гидротрансформатора является необходимым условием передачи мощности от насоса к турбине. Если угловые скорости $\omega_{тур}$ и ω_n равны между собой ($\Pi = 0$), то мощность от насоса к турбине не передается, и момент $M_{тур} = 0$.

При небольшом значении $\omega_{тур}$ в результате удара струй масла о вогнутые стороны лопаток реактора (рис. 83, в) возникает действующая на него сила P_p , направленная в ту же сторону, что и сила P_n удара струй масла о лопатки насоса. Муфта свободного хода при этом заклинивается, вследствие чего реактор остается неподвижным (не вращается). Так как сумма моментов M_n ,

$M_{тур}$ и M_p всех внешних сил P_n , $P_{тур}$ и P_p , действующих на гидротрансформатор, равна нулю, то момент $M_{тур} = M_n + M_p$, т. е. момент на турбине в этом случае больше момента двигателя $M_e = M_n$. Следовательно, гидротрансформатор является преобразователем крутящего момента.

При большом значении $\omega_{тур}$ вследствие "удара струй масла" о выпуклые стороны лопаток реактора (рис. 83, в) сила P_p изменяет свое направление на обратное, в результате момент $M_{тур}$ оказывается равным разности моментов, действующих на насос и реактор: $M_{тур} = M_n - M_p$. Муфта свободного хода при этом расклинивается, что предотвращает чрезмерное уменьшение момента $M_{тур}$, а реактор начинает вращаться в том же направлении, что и турбина, и поэтому направление струй масла не изменяется. Гидротрансформатор переходит на режим гидромуфты, при этом величина передаваемого момента не изменяется ($M_{тур} = M_n$, так как $M_p = 0$). Рассматриваемый трехэлементный гидротрансформатор, реактор которого имеет муфту свободного хода, называется *комплексным*.

Так как между насосом и турбиной нет жесткой связи, то различают *кинематическое передаточное число* $u_{гт} = \omega_{тур}/\omega_n = 1 - \Pi$ и *силовое передаточное число*, или коэффициент трансформации гидротрансформатора $K_{гт} = M_{тур}/M_n$.

КПД гидротрансформатора представляет собой отношение мощности $N_{тур}$, снимаемой с турбины, к мощности N_n , подведенной к насосу:

$$\eta_{гт} = N_{тур}/N_n = \omega_{тур}M_{тур}/\omega_nM_n = u_{гт}K_{гт}.$$

Из полученного выражения следует, что по мере увеличения передаточного числа $u_{гт}$ КПД гидротрансформатора сначала возрастает от нуля до максимального значения, а затем снова уменьшается до нуля, т. е. среднее его значение меньше КПД ступенчатой коробки.

Механическая часть гидромеханической трансмиссии состоит из ступенчатой коробки передач, карданной передачи и ведущего моста. Ступенчатая коробка передач может быть с неподвижными валами или планетарной. Привод ее, как правило, автоматизированный (см. § 69).

Преимущества и недостатки гидромеханической трансмиссии в значительной степени связаны с использованием гидротрансформатора в качестве основного преобразователя. Гидротрансформатор обеспечивает плавное автоматическое изменение величины передаваемого момента в зависимости от нагрузки, что уменьшает число переключений передач и утомляемость водителя; улучшает приемистость и проходимость автомобиля вследствие непрерывной передачи крутящего момента; повышает долговечность двигателя и трансмиссии в результате уменьшения крутильных колебаний и динамических нагрузок в трансмиссии; снижает вероятность остановки двигателя при резком увеличении нагрузки.

Однако гидромеханическая трансмиссия по сравнению со ступенчатой механической трансмиссией имеет такие недостатки, как значительно меньший КПД, что ухудшает топливную экономичность автомобиля; более сложную конструкцию и большую массу; необходимость в усложнении конструкции одноступенчатого (трехэлементного) гидротрансформатора из-за небольшого его коэффициента трансформации (не более 2,5—3).

§ 57. Гидрообъемная трансмиссия

В отличие от гидротрансформатора в гидрообъемном преобразователе, который является основным элементом гидрообъемной трансмиссии, использован не гидродинамический (скоростной), а гидростатический напор.

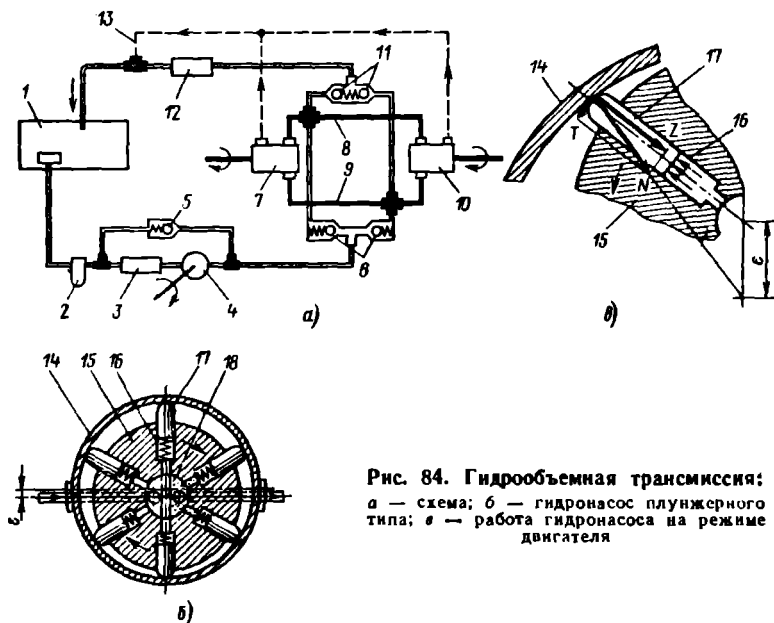


Рис. 84. Гидрообъемная трансмиссия:
а — схема; б — гидронасос плунжерного типа; в — работа гидронасоса на режиме двигателя

Гидрообъемная трансмиссия (рис. 84, а) состоит из гидронасоса 7, жестко связанного с коленчатым валом двигателя, нескольких в зависимости от числа ведущих колес гидродвигателей 10, соединенных с их ступицами, магистралей высокого 8 и низкого 9 давления, редукционных клапанов 11, охладителя 12, дренажной системы 13 и системы подпитки, в которую входят резервуар 1, фильтр 2, охладитель 3 системы, подпиточный насос 4, редукционный 5 и предохранительные 6 клапаны. Гидронасос 7, гидродвигатели 10 и магистрали 8 и 9, а также система подпитки заполнены рабочей жидкостью.

При вращении коленчатого вала гидронасос 7 создает гидростатический напор, под действием которого жидкость по магистралям 8 поступает к гидродвигателям 10. В гидродвигателях этот напор преобразуется в механическую работу, а жидкость по магистралям 9 возвращается к гидронасосу. При этом часть жидкости, которая просачивается через зазоры в гидронасосе и гидродвигателях, по трубкам дренажной системы 13 стекает в резервуар 1. Для пополнения рабочей жидкостью преобразователь имеет систему подпитки, насос 4 которой нагнетает ее в магистраль 9 через правый предохранительный клапан 6, предотвращающий сброс жидкости в систему подпитки при движении автомобиля назад и торможении двигателем.

Гидронасос плунжерного типа (рис. 84, б), получивший наибольшее распространение, состоит из статора 14, эксцентрично относительно него расположенного ротора 15 с цилиндрами 16 и плунжерами 17 и цапфы 18 — распределителя насоса с перегородкой, разделяющей магистрали высокого и низкого давления. Цилиндры ротора каналами соединены с полостями распределителя.

Если вращать ротор гидронасоса, то последний начинает работать на режиме насоса. При этом одни плунжеры из-за эксцентриситета ротора ϵ утапливаются, вытесняя жидкость из цилиндров в магистраль высокого давления, а другие под действием центробежных сил и пружин выдвигаются, засасывая ее из магистрали низкого давления.

Для перехода насоса на режим двигателя нужно нагнетать жидкость в одну из полостей распределителя. При этом действующая на плунжер сила гидростатического давления (рис. 84, в) создает при эксцентриситете ϵ реакцию N со стороны статора, которую можно разложить на составляющие Z и T . Составляющую Z уравновешивает сила гидростатического давления, а составляющая T создает крутящий момент, поворачивающий ротор против часовой стрелки.

Если гидронасос и гидродвигатель нерегулируемые, то они представляют собой гидроредуктор или гидровал с постоянным передаточным числом. Обычно в гидрообъемной трансмиссии регулируемым делают гидронасос. Производительность гидронасоса зависит от вытесняемого им за один оборот ротора объема жидкости A_d , который изменяют вручную или автоматически, уменьшая или увеличивая эксцентриситет ϵ . В случае его уменьшения снижается частота вращения вала гидродвигателя, т. е. повышается передаточное число (коэффициент трансформации) гидрообъемного преобразователя:

$$K_{\text{гон}} = A_d/A_n,$$

где A_d — объем жидкости, вытесняемый за один оборот ротора гидродвигателя; обычно $A_d = \text{const}$. При этом плавно и непрерывно по гиперболической зависимости увеличивается тяговый

момент на ведущих колесах. Если эксцентриситет $e = 0$, то мощность от двигателя к ведущим колесам не передается. В случае изменения его в противоположном направлении по сравнению с рассмотренным выше тяговый момент меняет свой знак, вследствие чего автомобиль движется назад.

К преимуществам гидрообъемной трансмиссии следует отнести бесступенчатое автоматическое изменение в широких пределах передаточного числа трансмиссии, что упрощает и облегчает управление автомобилем и снижает утомляемость водителя; свойство дистанционности, позволяющее устанавливать гидродвигатели на любом расстоянии от гидронасоса, что особенно важно для многоприводных автомобилей и автопоездов с активными прицепами; повышение проходимости автомобиля вследствие плавного и непрерывного изменения тягового момента; легкость изменения направления тягового момента и возможность движения автомобиля вперед и назад с одинаковыми скоростями; возможность замены всех механизмов и деталей ступенчатой механической трансмиссии; возможность торможения автомобиля и замены его рабочей тормозной системы.

Недостатками гидрообъемной трансмиссии являются: меньший КПД, чем у ступенчатой механической трансмиссии, что ухудшает топливную экономичность автомобиля; сравнительно большие габаритные размеры и масса; высокая стоимость; недостаточная износостойкость; малая надежность трубопроводов высокого давления.

§ 58. Электромеханическая трансмиссия

В электромеханической трансмиссии механическая энергия двигателя преобразуется в связанном с ним генераторе в электрическую, которая затем в одном или в нескольких тяговых электродвигателях, соединенных с ведущими колесами, снова преобразуется в механическую.

При одном тяговом электродвигателе мощность от него к ведущим колесам передают агрегаты механической трансмиссии (карданная передача и ведущий мост). В электромеханической трансмиссии многоприводного автомобиля агрегаты механической трансмиссии почти полностью отсутствуют. Тяговые электродвигатели располагают внутри так называемых «мотор-колес» и соединяют с ними с помощью редукторов, а с генератором — электропроводами. Двигатель-генератор в обоих случаях может быть установлен в любом, наиболее удобном с точки зрения компоновки месте.

Электромеханическая трансмиссия многоприводного автомобиля (рис. 85, а) включает в себя генераторы постоянного 2 и переменного 3 тока, соединенные с дизелем 4. Генератор 2 проводами соединен с электродвигателями 1 постоянного тока мотор-колес, а генератор 3 — с электродвигателями 5 переменного тока, приводящими в действие вспомогательные механизмы.

Схема соединения генератора и тягового электродвигателя постоянного тока одноприводной электрохимической трансмиссии (рис. 85, б) обеспечивает интенсивный разгон автомобиля, изменение направления тягового момента и нейтральное положение трансмиссии. Генератор 10 имеет последовательную 11 и параллельную 12 обмотки возбуждения, а присоединяемый к нему тяговый электродвигатель 8 — последовательную обмотку возбуждения 6.

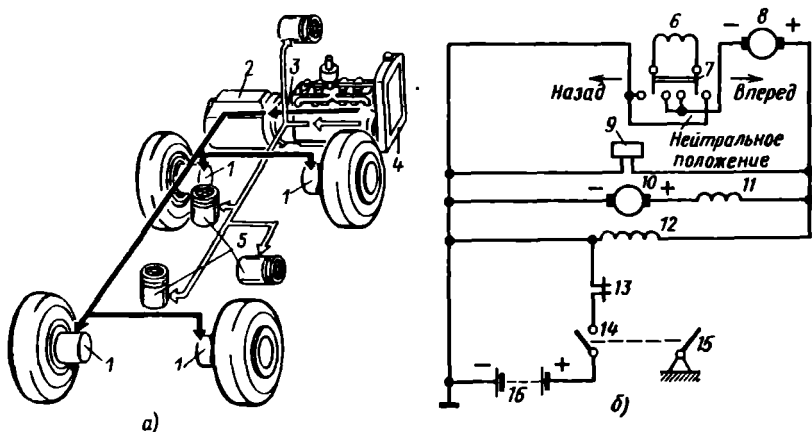


Рис. 85. Электрохимическая трансмиссия:

а — расположение генераторов и электродвигателей на многоприводном автомобиле;
б — схема соединения генератора и тягового электродвигателя одноприводного автомобиля

Управляют электрохимической трансмиссией педалью 15 дроссельной заслонки и переключателем хода 7, с помощью которого изменяют направление тока в обмотке возбуждения 6 электродвигателя 8 (реверсирование его при движении автомобиля назад) или выключают ее, разрывая силовую цепь (нейтральное положение).

При трогании автомобиля с места в начале разгона, нажимая на педаль 15, замыкают контакты включателя 14 подпитки и тем самым включают в цепь обмотки возбуждения 12 генератора 10 аккумуляторную батарею 16. В результате увеличения силы тока возбуждения и напряжения генератора мощность его значительно возрастает, что обеспечивает интенсивный разгон автомобиля. Частота вращения генератора и его напряжение при этом увеличиваются настолько, что реле напряжения 9, срабатывая, размыкает свои контакты 13 и выключает аккумуляторную батарею из цепи.

Если мощность генератора не изменяется, то повышение нагрузки вызывает снижение частоты вращения тягового электродвигателя, возрастание силы тока в обмотках его якоря и возбужде-

ния и автоматическое увеличение тягового момента по гн. ческой зависимости.

~чо,

К преимуществам электромеханической трансмиссии следует отнести бесступенчатое автоматическое изменение передаточного числа трансмиссии, что упрощает и облегчает управление автомобилем и снижает утомляемость водителя; свойство дистанционности, позволяющее устанавливать тяговые электродвигатели на любом расстоянии от генератора и размещать их внутри колес, что делает электромеханическую трансмиссию наиболее перспективной для многоприводных автомобилей и автопоездов с активными прицепами; повышение проходимости автомобиля вследствие плавного и непрерывного изменения величины тягового момента; повышение долговечности двигателя и трансмиссии в результате уменьшения динамических нагрузок и отсутствия жесткой связи между двигателем и трансмиссией, что исключает взаимное влияние происходящих в них колебательных процессов.

Недостатками электромеханической трансмиссии являются: меньший КПД, чем у ступенчатой механической трансмиссии, что ухудшает топливную экономичность автомобиля; сравнительно большие габаритные размеры и масса; высокая стоимость и необходимость использования дефицитной меди.

Контрольные вопросы

1. Для чего предназначена трансмиссия автомобиля?
2. Как классифицируют трансмиссии в зависимости от типа установленного преобразователя крутящего момента?
3. Каковы принципы устройства и действия трансмиссий различных типов?
4. В чем состоят преимущества и недостатки рассматриваемых трансмиссий автомобиля?

Глава XII

СЦЕПЛЕНИЕ

Сцепление служит для передачи крутящего момента от двигателя к коробке передач, кратковременного разъединения двигателя и трансмиссии и плавного соединения их между собой. Следует также отметить свойство сцепления ограничивать возникающие в трансмиссии динамические нагрузки.

§ 59. Классификация сцеплений

Все многообразие конструкций сцеплений можно свести к нескольким группам. Так, по принципу действия сцепления делят на *фрикционные* и *гидравлические* (гидромуфты).

В зависимости от формы и конструкции трущихся деталей фрикционные сцепления могут быть *конусными* (в настоящее время не применяют); *дисковыми*, получившими наибольшее распространение; *специальными* (ленточными, колодочными и др.), которые в основном используют как вспомогательные механизмы в автоматических коробках передач.

Дисковые сцепления подразделяют на «сухие» (с сухими дисками) и «масленные» (с дисками, работающими в масле), применяемые очень редко. По числу ведомых дисков сцепления делят на *однодисковые* (наиболее распространенные), *двухдисковые* (значительно реже применяемые) и *многодисковые* (последние используют как вспомогательные механизмы в автоматических коробках передач).

По способу создания силы, сжимающей диски, различают сцепления: *пружинные* (с одной центральной или несколькими периферийными пружинами); *полуцентробежные* (с пружинами и центробежными грузиками), которые в настоящее время не применяют; *центробежные* (с центробежными грузиками) и *электромагнитные*.

По типу привода сцепления делят на четыре группы: на сцепления с *механическим*, *гидравлическим*, *пневматическим* и *электромагнитным* приводами.

§ 60. Требования к сцеплениям и обеспечивающие их конструктивные меры

К сцеплениям предъявляют следующие основные требования: плавность включения; чистота выключения и полнота включения; минимальный момент инерции ведомых частей; хороший отвод тепла от трущихся деталей; ограничение динамических нагрузок в трансмиссии; легкость управления сцеплением; уравновешенность; простота конструкции, обслуживания и ремонта, а также надежность.

Плавность включения. Сцепление должно включаться плавно, чтобы при трогании автомобиля с места снизить динамические нагрузки в трансмиссии и ограничить ускорения автомобиля, чрезмерно большая величина которых вызывает неприятные ощущения у пассажиров и может привести к повреждению перевозимого груза.

Резкое включение сцепления сопровождается значительным увеличением действующих в трансмиссии крутящих моментов. Их величина может в 3—4 раза превышать максимальный крутящий момент двигателя. Это вызвано тем, что при резком включении сцепления кроме силы пружин на его ведомый диск действует также сила инерции нажимного ведущего диска и связанных с ним деталей. Поэтому сила, прижимающая диск к маховику, оказывается в несколько раз больше силы пружин. Вместе с тем при резком включении возрастает передаваемый сцеплением крутящий момент вследствие снижения частоты вращения двигателя, так как при угловом замедлении его вращающихся частей возникает инерционный момент, направленный в сторону вращения коленчатого вала. В результате значительный суммарный крутящий момент от коленчатого вала сцепление передает трансмиссии полностью (без пробуксовки).

Нарастание момента трения сцепления при его включении должно быть таким, чтобы обеспечить наибольшие ускорения автомобиля, которые, однако, по указанным причинам не должны быть более 3—4 м/с². Нарастание момента трения зависит от темпа включения и упругих свойств сцепления. Если нет приспособления, которое обеспечивает определенный темп включения, то он зависит лишь от индивидуальных особенностей и квалификации водителя.

На плавность включения сцепления в основном влияет упругость его ведомого диска и деталей привода. Чем эластичнее ведомый диск, тем более плавно включается сцепление. Для создания необходимой эластичности ведомые диски делают разрезными с некоторым наклоном к их плоскости образующихся при этом секторов, к которым приклепывают фрикционные накладки. С этой же целью между ведомым диском и одной из накладок устанавливают волнообразные пластинчатые пружины, приклепанные к диску и накладке. У некоторых сцеплений волнообразные пластинчатые пружины приклепывают к диску, а фрикционные накладки независимо одна от другой — к пластинчатым пружинам. При включении сцепления ведомые диски такой конструкции деформируются постепенно, вследствие чего сжимающая их сила и момент трения сцепления нарастают плавно.

Плавность включения несколько улучшает гаситель крутильных колебаний,* который устанавливают на ведомые диски большинства сцеплений. Введение в трансмиссию упругого элемента — пружин гасителя колебаний уменьшает ее угловую жесткость. В результате улучшается плавность включения сцепления и умень-

шаются инерционные моменты двигателя, а следовательно, и действующие в трансмиссии динамические нагрузки (незначительно из-за повышенной жесткости пружин гасителя).

Чтобы улучшить плавность включения, детали привода сцеплений иногда делают упругими. Так, у сцепления с центральной пружиной рычаги выключения представляют собой тонкие эластичные стальные пластины, обуславливающие плавное нарастание силы, прижимающей ведомый диск к маховику. Подобные рычаги выключения имеет сцепление с диафрагменной пружиной (см. § 61).

Чистота выключения и полнота включения. Сцепление должно выключаться «чисто», полностью разъединяя двигатель и трансмиссию, так как иначе переключение передач сопровождается шумом в коробке передач и сильным износом зубьев включаемых в ней шестерен и муфт.

Чистота выключения сцепления достигается принудительным отводом нажимного диска от ведомого настолько, чтобы зазоры между дисками были в пределах 0,5—0,7 мм. Для этого педаль сцепления должна иметь достаточный рабочий ход. Кроме того, чистота выключения зависит также от положения рычагов выключения, которые должны быть расположены так, чтобы зазоры между ними и подшипником муфты выключения были одинаковыми. В противном случае сцепление выключается не полностью из-за перекаса нажимного диска.

Передний ведомый диск у выключенного сцепления прижат к маховику некоторой остаточной осевой силой, вызванной трением в шлицевом соединении ступицы диска с первичным валом коробки передач. Чтобы уменьшить величину этой силы и тем самым обеспечить чистоту выключения сцепления, нужно увеличить число шлицев в соединении и тщательно механически их обработать. Однако для уменьшения остаточной силы лучше увеличить диаметр шлицевой части первичного вала, а число шлицев определить по ГОСТу.

Сцепление должно включаться полностью и работать без пробуксовки даже при передаче максимального крутящего момента двигателя. Момент трения сцепления должен быть больше этого момента, что исключает пробуксовку сцепления из-за удлинения и ослабления нажимных пружин в результате износа и уменьшения толщины фрикционных накладок.

Полноту включения обеспечивает зазор между рычагами выключения и подшипником муфты выключения, величину которого проверяют по свободному ходу педали сцепления. По мере износа фрикционных накладок рычаги выключения поворачиваются и зазор уменьшается. Как только он и свободный ход педали будут равны нулю, сцепление начнет пробуксовывать, так как силу нажимных пружин в этом случае воспринимает не нажимной диск, а подшипник муфты выключения.

Свободный ход педали сцепления обычно регулируют, изменяя длину тяги его привода. Если предусмотрено восстановление силы нажимных пружин при износе фрикционных накладок, то для создания достаточного рабочего хода педали сначала восстанавливают силу пружин, а затем регулируют свободный ход.

Момент инерции ведомых частей. Момент инерции ведомых частей сцепления должен быть минимальным, так как при этом возникают наименьшие динамические нагрузки, которые воспринимают зубья включаемых в коробке передач шестерен и муфт. Если переключать передачи без выключения сцепления, то зубья шестерен и муфт при вводе их в зацепление испытывают удары, которые вызывают скалывание металла зубьев и могут привести к их поломке. Это вызвано тем, что удары (динамические нагрузки) в этом случае создают вращающиеся части двигателя, сцепления и коробки передач, момент инерции и кинетическая энергия которых намного больше, чем у ведомых частей сцепления и связанных с ними вращающихся частей коробки передач. При выключении сцепления перед включением передач динамические нагрузки резко снижаются. Кроме того, они снижаются с уменьшением момента инерции ведомых частей сцепления, который в связи с этим стремятся сделать как можно меньше. Для уменьшения момента инерции уменьшают размеры ведомого диска. Однако уменьшить с этой целью средний радиус фрикционных накладок $R_{ср}$ не всегда удастся, так как он определяет максимальный, передаваемый сцеплением крутящий момент

$$M_0 = \beta M_{\max} = \mu P_{\text{пр}} R_{ср} i,$$

где β — коэффициент запаса сцепления; $M_{\max}$ — максимальный крутящий момент двигателя; μ — коэффициент трения накладки; $P_{\text{пр}}$ — сила нажимных пружин; $R_{ср} = (D + d)/4$ — средний радиус фрикционных накладок (D и d — наружный и внутренний диаметры накладок); i — число поверхностей трения.

Если при неизменном моменте M_0 уменьшить величину $R_{ср}$, то нужно увеличить число поверхностей трения i (например, увеличить число ведомых дисков до двух). Однако момент инерции ведомых частей двухдискового сцепления при том же передаваемом крутящем моменте намного больше, чем у однодискового. Использование металлокерамических накладок с большим коэффициентом трения позволяет уменьшить средний радиус накладок, но момент инерции ведомого диска при этом не понижается из-за большей их массы. Таким образом, для уменьшения момента инерции ведомого диска нужно уменьшать его массу. С этой целью ведомый диск изготавливают из сравнительно тонкого стального листа.

Отвод тепла от трущихся деталей. Пробуксовка сцепления при его включении является естественным процессом, обеспечивающим плавность включения. Однако пробуксовка сопровождается выделением тепла, вследствие чего повышается температура

трущихся деталей сцепления. Поэтому необходим принудительный отвод тепла, выделяемого во время пробуксовки. Если отвод тепла недостаточен, то из-за повышения температуры фрикционных накладок уменьшается коэффициент трения. В таких условиях сцепление пробуксовывает не только при трогании автомобиля с места, но и во время его движения. В результате температура может возрасти настолько, что произойдет коробление ведомого диска, а на нажимном образуются трещины.

Нагрев трущихся деталей сцепления при трогании автомобиля с места зависит от работы буксования, величина которой снижается с уменьшением времени включения сцепления. Однако при этом увеличивается воспринимаемая трансмиссией нагрузка. Поэтому для предотвращения чрезмерного нагрева трущихся деталей в картере сцепления делают закрытые сетками вентиляционные отверстия, способствующие циркуляции воздуха в нем и охлаждению сцепления. Нажимной диск изготавливают в виде массивного кольца, обеспечивающего лучший отвод тепла от ведомого диска. Кроме того, температура массивного нажимного диска по сравнению с облегченным при том же количестве поглощаемого им тепла заметно снижается. В фрикционных накладках делают радиальные канавки, через которые проходит воздух, охлаждающий трущиеся поверхности. Канавки служат также для удаления продуктов износа под действием центробежных сил.

Для улучшения циркуляции воздуха кожух сцепления выполняют с большим числом отверстий. Иногда рычагам выключения придают форму лопастей вентилятора, охлаждающего сцепление (см. сцепление на рис. 87). Чтобы при нагреве нажимного диска сохранить упругость нажимных пружин, их изолируют от диска теплоизолирующими шайбами.

Ограничение динамических нагрузок в трансмиссии. Сцепление, пробуксовывая, ограничивает динамические нагрузки в трансмиссии, возникающие в результате значительного замедления автомобиля при интенсивном торможении с невыключенным сцеплением или наезде колес на неровность дороги, резкого включения сцепления и неравномерной работы двигателя.

Значительное замедление автомобиля при интенсивном торможении с невыключенным сцеплением сопровождается возникновением инерционного момента, направленного в сторону крутящего момента двигателя и намного превосходящего его максимальное значение. Если сцепление в этом случае не пробуксовывает, то трансмиссия воспринимает опасные для нее динамические нагрузки. Для ограничения их желательно устанавливать сцепления с небольшим коэффициентом запаса. С этой целью следует использовать сцепления, у которых предусмотрено восстановление силы нажимных пружин (коэффициента запаса).

Резкое включение сцепления вызывает значительное увеличение динамических нагрузок в трансмиссии, способы ограничения которых рассмотрены выше.

Неравномерность работы двигателя (его крутящего момента) может значительно повысить нагрузки в трансмиссии в результате возникновения крутильных колебаний, особенно опасных при резонансе, когда частота собственных угловых колебаний трансмиссии совпадает с частотой колебаний передаваемого момента. Упругие угловые колебания в трансмиссии сопровождаются шумом при работе шестерен, а иногда и поломкой деталей, если амплитуды колебаний возрастают до недопустимо большой величины.

Предотвратить резонансные крутильные колебания в трансмиссии можно с помощью гасителей крутильных колебаний различных типов и конструкций. Пружинный гаситель без фрикционного элемента изменяет упругую характеристику трансмиссии так, что при малых значениях скручивающего момента угловая жесткость трансмиссии меньше, чем при больших, так как в последнем случае гаситель выключается. В результате практически предотвращается возникновение резонанса. Более эффективный пружинный гаситель с фрикционным элементом, т. е. гаситель фрикционного типа, уменьшает амплитуды вынужденных угловых колебаний, преобразуя поглощаемую им энергию колебаний в тепло.

Легкость управления сцеплением. При управлении сцеплением затрачиваются значительные физические усилия. Они особенно велики при управлении сцеплениями автомобилей большой грузоподъемности. Чтобы выключить сцепление, нужно совершить сравнительно небольшую работу. Значительно большая работа затрачивается при удержании сцепления в выключенном положении и его включении. Управление сцеплением стремятся сделать как можно более легким, так как частое приложение к его педали чрезмерно больших усилий может явиться причиной профессиональных заболеваний водителей (например, искривления позвоночника).

Усилие на педали сцепления P_n , которое при отсутствии усилителя не должно превышать 200—250 Н, можно определить, зная передаточное число u_n и КПД η_n привода сцепления, а также найдя силу нажимных пружин P_{np} из формулы для определения момента трения сцепления:

$$P_n = \frac{P_{np}}{u_n \eta_n} = \frac{\beta M_{\max}}{\mu R_{ср} i u_n \eta_n}.$$

Из полученного выражения следует, что для уменьшения усилия на педали P_n и облегчения управления сцеплением нужно уменьшать коэффициент запаса β и увеличивать значения величин в знаменателе.

Коэффициент запаса β необходим для того, чтобы сцепление передавало крутящий момент без пробуксовки даже при определенном износе фрикционных накладок. Как указывалось, в результате износа и уменьшения их толщины уменьшается также

и сила нажимных пружин, что снижает коэффициент запаса. Поэтому его величину выбирают в зависимости от конструкции сцепления. Если в конструкции сцепления предусмотрено восстановление силы нажимных пружин, т. е. коэффициента запаса, то он может быть небольшим ($\beta = 1,5 \div 1,7$), вследствие чего управление сцеплением облегчается. Если восстановление силы нажимных пружин не предусмотрено, то коэффициент запаса должен быть повышенным ($\beta = 1,7 \div 2,2$), что делает управление сцеплением более тяжелым.

У выключенного сцепления с центральной диафрагменной пружиной сила пружины меньше, чем у включенного. Поэтому при его выключении коэффициент запаса из-за ослабления пружины снижается, что облегчает управление сцеплением.

Ощутимо облегчить управление сцеплением, улучшая качество фрикционных накладок, т. е. повышая величину и стабильность коэффициента трения, до сих пор не удается. Коэффициент трения таких фрикционных материалов, как асбобакелит, асбокаучук и асбесто-медная плетенка (ферродо), даже в самых благоприятных условиях обычно не превышает 0,4. Металлокерамические накладки имеют больший коэффициент трения, но вызывают значительный износ маховика и нажимного диска. Вместе с тем момент инерции ведомого диска с металлокерамическими накладками больше, чем у дисков с накладками из других фрикционных материалов.

Облегчить управление сцеплением, увеличивая средний радиус фрикционных накладок, нежелательно, так как это связано с повышением момента инерции ведомого диска.

Обычно передаточное число привода сцепления $u_n = 25 \div 50$, так как его величина определяется, с одной стороны, вполне конкретным для сцепления данного типа перемещением нажимного диска, а с другой — рабочим ходом педали сцепления, который находится в довольно узких пределах (70—150 мм). Поэтому увеличить передаточное число u_n и тем самым облегчить управление сцеплением практически невозможно. Для этого следует применять механический (пружинный), гидравлический, пневматический или вакуумный усилитель.

При повышении КПД привода η_n в большой мере облегчается управление сцеплением. С этой целью в механическом приводе стремятся, где это возможно, заменить трение скольжения трением качения. Так, например, рычаги выключения устанавливают на шариковые, роликовые или ножевые опоры (см. § 61).

В настоящее время все большее распространение получает гидравлический привод сцепления, так как он удобнее при компоновке и имеет более высокий КПД, чем механический привод. Однако значительного облегчения управления можно достичь, используя полуавтоматические сцепления, к которым относят центробежное сцепление и гидромuftу, работающие совместно в последовательно установленном пружинным сцеплением.

§ 61. Особенности конструкций сцепления

Сцепление с периферийными пружинами. На автомобиле ГАЗ-24 «Волга» установлено сухое, однодисковое сцепление с периферийными пружинами, фрикционным гасителем крутильных колебаний и гидравлическим приводом (рис. 86, а и б).

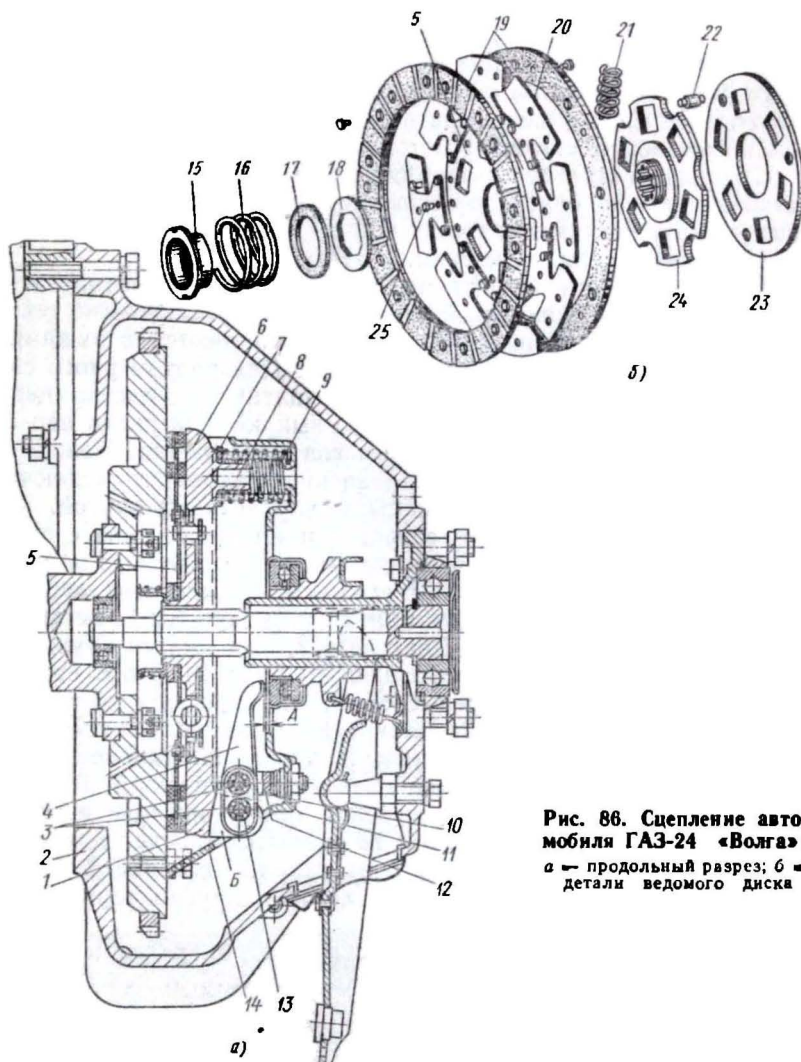


Рис. 86. Сцепление автомобиля ГАЗ-24 «Волга»:
а — продольный разрез; б — детали ведомого диска

К ведомому диску 5, сбалансированному с помощью грузов 25, приклепано восемь волнообразных пластинчатых пружин 20, улучшающих плавность включения сцепления. К ним независимо

одна от другой прикрепаны фрикционные накладки 19, имеющие радиальные канавки для улучшения охлаждения трущихся поверхностей и очистки их от продуктов износа.

Массивный кольцеобразный нажимной диск 6 сбалансирован и установлен на трех вилках 12, которые соединены с ним рычагами выключения 4 и пальцами 3 с игольчатыми подшипниками 13, уменьшающими трение в приводе сцепления. Вилки укреплены на кожухе 14 сферическими регулировочными гайками 10, прижатыми к опорным поверхностям пружинами 11. Гайки 10 при выключении и включении сцепления позволяют вилкам качаться, а нажимному диску перемещаться вдоль своей оси при постоянном межосевом расстоянии между пальцами 3.

С помощью гаек 10 внутренние концы рычагов выключения 4 устанавливают в одной вертикальной плоскости, что обеспечивает чистоту выключения сцепления. Зазор А необходим для полноты включения сцепления.

Между кожухом 14 с тремя отверстиями для вентиляции и охлаждением сцепления и нажимным диском 6 расположено девять пар нажимных пружин 8 и 9, которые упираются в нажимной диск через теплоизолирующие шайбы 7. Для равномерного сжатия ведомого диска 5 при включении сцепления и предотвращения перекоса нажимного диска 6 при его выключении число пар нажимных пружин кратно числу рычагов выключения. Нажимные пружины 8 и 9 имеют разные направления навивки, что исключает попадание витков одной пружины между витками другой.

Гаситель крутильных колебаний фрикционного типа с сухим трением стали по стали. К ведомому диску 5 с помощью пальцев-заклепок 22 прикрепан диск 23 гасителя. В отверстия дисков 5 и 23 и расположенного между ними фланца ступицы 24 вставлено шесть пружин 21 гасителя. Диски 5 и 23 при сжатии пружин 21 могут поворачиваться относительно ступицы 24 в обе стороны до упора пальцев 22 в края U-образных вырезов в ее фланце. На лыски (срезы) ступицы 24 установлено фрикционное кольцо 18, в которое через теплоизолирующую шайбу 17 упирается пружина 16, прижимающая кольцо 18 к ведомому диску 5. В случае возникновения крутильных колебаний между ведомым диском 5 и ступицей 24, а также кольцом 18 создается трение, вследствие чего угловые колебания быстро затухают. Постоянный момент трения обеспечивает пружина 16, которая другим торцом упирается в упор 15.

Три выступа Б нажимного диска, плотно входящие в окна кожуха, служат для передачи потока мощности от кожуха через диск к задней фрикционной накладке.

Сцепление, установленное на маховике 1, расположено в картере 2, имеющем спереди заборное, а сзади — выходное отверстия для циркуляции охлаждающего его воздуха.

В сцеплении с периферийными пружинами трущиеся поверхности равномерно сжаты по всей их площади, что является пре-

имуществом сцепления этого типа. Однако конструкция сложнее, чем конструкция сцепления с центральной или диафрагменной пружиной.

Сцепление с центральной пружиной. На автомобиле МАЗ-200 устанавливается сухое однодисковое сцепление с центральной

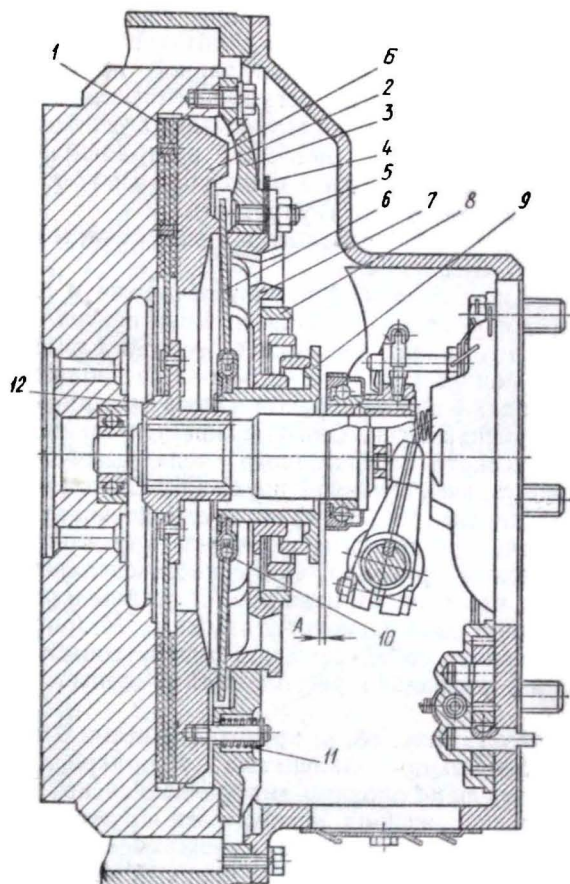


Рис. 87. Сцепление автомобиля МАЗ-200

конической пружиной и механическим приводом (рис. 87). Особенность сцепления этого типа состоит в том, что силу центральной пружины 8, которая опирается на опорный диск 7, расположенный в кожухе 3, подвижная втулка 9 через обойму 10 передает веерообразно расположенным рычагам выключения 6, увеличивающим и равномерно передающим ее нажимному диску 2. Так как передаточное число рычагов выключения находится в пределах 6—8, то нажимной диск воспринимает значительную силу

при сравнительно мягкой центральной пружине, что позволяет уменьшить передаточное число привода. Ведомый диск 1 приклепан к ступице 12.

Плавность включения сцепления обеспечивают упругие стальные рычаги выключения 6, а чистоту выключения — пружины 11, отводящие нажимной диск назад при выключении сцепления.

Зазор А регулируют, изменяя длину тяги привода сцепления после восстановления силы центральной пружины, для чего снимают определенное число регулировочных прокладок 4. При затяжке гаек шпилек 5 рычаги выключения 6 перемещают втулку 9 вперед, которая сжимает при этом центральную пружину 8. Пружина 8 не соприкасается с нажимным диском и поэтому при его нагреве не теряет своей упругости.

Рычаги выключения выполнены в виде лопастей вентилятора, охлаждающего сцепление.

Сцепление с центральной пружиной проще и надежнее сцепления с периферийными пружинами. Если центральная пружина коническая, то можно уменьшить осевой размер сцепления. Однако сила конической пружины из-за ее неблагоприятной характеристики даже при небольшом износе фрикционных накладок значительно уменьшается. Она уменьшается также больше обычного из-за высокого передаточного числа рычагов выключения.

Сцепление с диафрагменной пружиной. Сцепление автомобиля ВАЗ-2101 «Жигули» (рис. 88, а) сухое однодисковое с диафрагменной пружиной, фрикционным гасителем крутильных колебаний и гидравлическим приводом. Особенность сцепления этого типа состоит в том, что функции нажимной пружины и рычагов выключения выполняет диафрагменная пружина 16 (рис. 88, а). Пружина представляет собой стальной тонкостенный усеченный конус, имеющий радиально расположенные лепестки (рычаги выключения).

К маховику 15 (рис. 88, а) крепится болтами 3 кожух 5, к которому ступенчатыми заклепками 4 прикреплены опорные кольца 17, служащие опорами диафрагменной пружине. Наружным краем расположенная между ними пружина 16 упирается в фиксаторы 14, приклепанные к нажимному диску 6. Концы лепестков пружины упираются в упорный фланец 18, который соединен с кожухом тремя упругими пластинами 2, позволяющими фланцу перемещаться вдоль своей осн. К фланцу 18 приклеено фрикционное кольцо 19 для повышения трения между ним и подшипником 21 муфты выключения 20.

При выключении сцепления (рис. 88, б) упорный фланец 18 отгибает лепестки пружины 16 вперед, вследствие чего они, опираясь на переднее опорное кольцо 17, отводят наружный край пружины и нажимной диск 6 назад. У включенного сцепления (рис. 88, в) пружина 16, опираясь на заднее опорное кольцо 17, равномерно по окружности давит на нажимной диск 6, который прижимает ведомый диск 7 к маховику 15.

Ведомый диск 7 разрезной упругий, имеет двенадцать попарно развернутых в разные стороны секторов, к которым прикреплены фрикционные накладки 13. Разрезной диск такой конструкции улучшает плавность включения сцепления и меньше подвержен короблению при нагреве. Чистоту выключения сцепления дости-

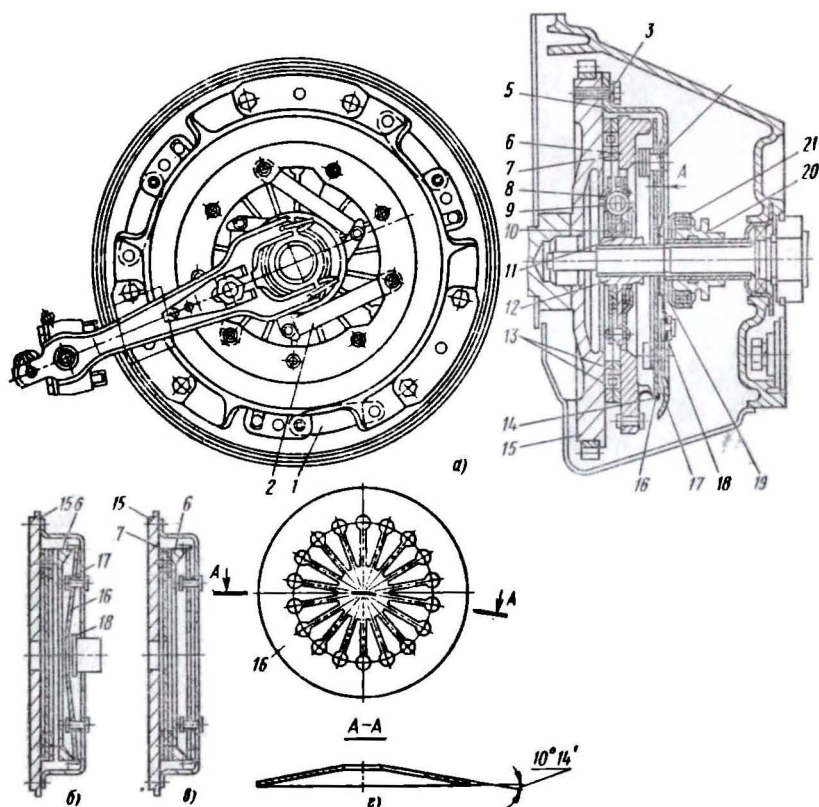


Рис. 88. Сцепление автомобиля ВАЗ-2101 «Жигули»:

а — вид сзади и продольный разрез; б — сцепление выключено; в — сцепление включено; г — диафрагменная пружина

гают установкой упорного фланца 18 параллельно подшипнику 21, а полноту включения — зазором А.

Гаситель крутильных колебаний фрикционного типа (рис. 88, а), имеет шесть пружин 9, расположенных в отверстиях фланца ступицы 12 и двух дисков 8 гасителя, прикрепленных к ведомому диску 7. Между фланцем ступицы 12 и дисками 8 размещены два фрикционных кольца 11 и кольцевая пружина 10, обеспечивающая постоянное значение момента трения гасителя.

Поток мощности к нажимному диску 6 и задней фрикционной накладке 13 передают три упругих пластины 1, соединяющие нажимной диск с кожухом 5 и позволяющие диску перемещаться вдоль своей оси при сравнительно небольшой осевой силе.

К преимуществам сцепления с диафрагменной пружиной следует отнести простоту конструкции, меньшие размеры и массу,

а также легкость управления, так как сила диафрагменной пружины при выключении сцепления уменьшается. Однако его устанавливают только на легковые автомобили и грузовые автомобили малой грузоподъемности из-за трудности изготовления диафрагменной пружины, рассчитанной на большие осевые силы.

Центробежное сцепление.

На автомобили с повышенным рабочим объемом двигателя фирма Саксомат (ФРГ) устанавливает однодисковое центробежное сцепление ЦС (рис. 89), которое автоматически включается и выключается при изменении угловой скорости коленчатого вала двигателя. Последовательно ему включено однодисковое пружинное сцепление С, управляющее центробежным сцеплением при переключении передач.

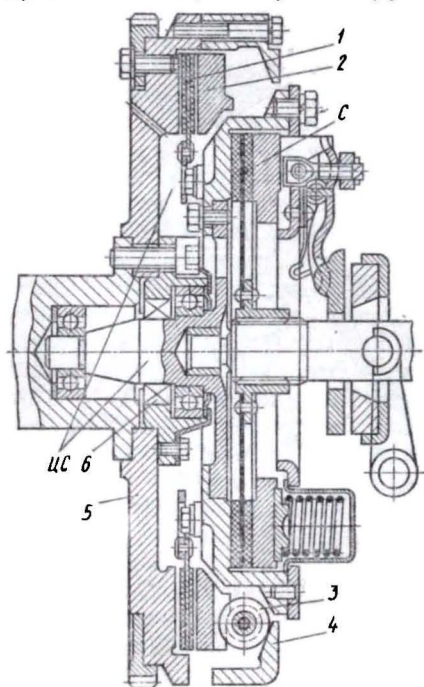


Рис. 89. Центробежное сцепление фирмы Саксомат:

ЦС — центробежное сцепление; С — пружинное сцепление

При повышении угловой скорости коленчатого вала до 105 рад/с центробежные ролики 3, расположенные в пазах нажимного диска 2, между ним и кожухом 4, накатываясь под действием центробежных сил на коническую поверхность кожуха, прижимают нажимной диск 2 к ведомому 1, а ведомый — к маховику 5. В результате центробежное сцепление автоматически включается. При снижении угловой скорости до 105 рад/с оно снова автоматически выключается.

Автоматическое управление центробежным сцеплением значительно облегчает работу водителя, что является преимуществом сцепления этого типа. Однако при его установке невозможно произвести пуск двигателя буксировкой автомобиля и торможение двигателем. Кроме того, при уменьшении угловой скорости ко-

ленчатого вала двигателя, вызванном повышением нагрузки, сцепление пробуксовывает. Конструкция центробежного сцепления значительно усложнена вследствие установки второго (пружинного) сцепления с автоматическим вакуумным управлением и муфты свободного хода 6, передающей момент в обратном направлении при торможении двигателем.

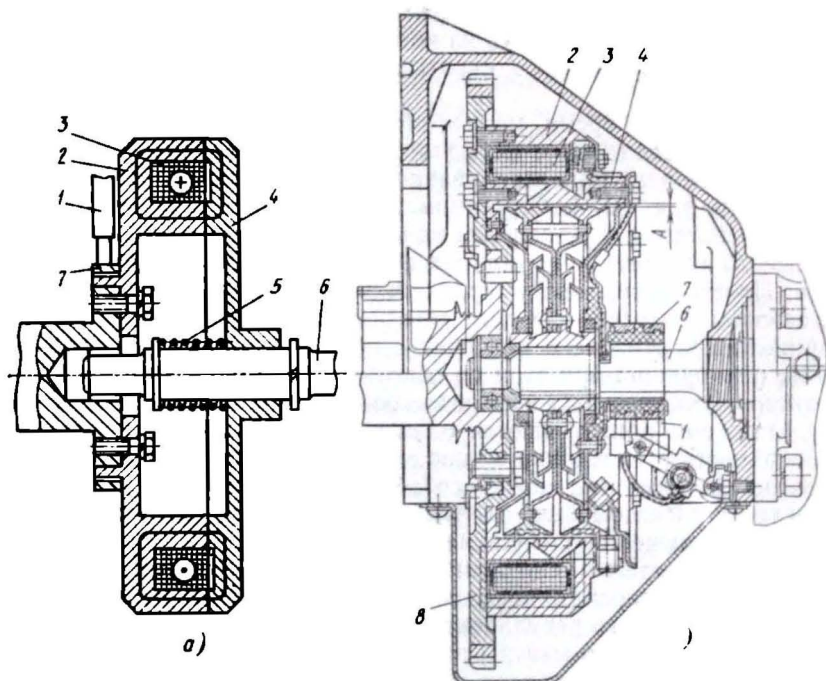


Рис. 90. Электромагнитные сцепления:
а — без ферронаполнителя; б — с ферронаполнителем

Электромагнитные сцепления. Электромагнитные сцепления делят на сцепления без ферронаполнителя и с ферронаполнителем. Схема сцепления без ферронаполнителя, применяемого на автомобилях Мерседес, показана на рис. 90, а.

Сцепление состоит из связанного с двигателем сердечника 2 электромагнита, его обмотки 3 и якоря 4, установленного на шлицах первичного вала 6 коробки передач. Напряжение к обмотке 3 подводится через щетку 1 и кольцо 7, а также через массу автомобиля. Ток, проходящий при этом по обмотке 3, создает магнитное поле, под действием которого якорь 4 притягивается к сердечнику 2. В результате между ними возникает трение, обеспечивающее передачу момента от двигателя к коробке передач. Чем больше сила тока в обмотке электромагнита, тем больше

сила, прижимающая якорь к сердечнику, и момент трения сцепления. При выключении обмотки 3 пружина 5 отводит якорь от сердечника и тем самым выключает сцепление.

К преимуществам сцепления этого типа следует отнести простоту конструкции и легкость автоматизации управления, а к его недостаткам — противоречивость требований к материалу сердечника и якоря. Для обеспечения чистоты выключения сцепления их следует изготавливать из чистого железа, а для уменьшения износа и предотвращения схватывания и задиrow — из твердой стали.

В последнее время на автомобилях устанавливают электромагнитные сцепления с ферронаполнителем (порошком из карбинольного железа или легированной стали), одно из которых показано на рис. 90, б. Сердечник 2 электромагнита (ведущий элемент) с обмоткой 3 установлен на маховике 8 двигателя, а якорь 4 (ведомый элемент) — на шлицах первичного вала 6 коробки передач. Пространство между сердечником и якорем, установленными с зазором $A = 0,6—0,8$ мм, заполнено ферронаполнителем. Напряжение к обмотке 3 подводят с помощью щеток 1 и колец 7. Ток, проходящий при этом по обмотке 3, создает магнитное поле, которое намагничивает частицы порошка ферронаполнителя. В результате они притягиваются одна к другой, а также к рабочим поверхностям сердечника и якоря и тем самым соединяют ведущий и ведомый элементы между собой. Для пробуксовки сцепления при трогании автомобиля с места уменьшают силу тока в обмотке 3, а при выключении сцепления ее выключают.

Преимуществами сцепления этого типа являются ничтожно малый износ рабочих поверхностей сердечника и якоря и возможность плавного регулирования передаваемого момента. Кроме того, нет необходимости в регулировках во время эксплуатации. Однако из-за повышенного момента инерции ведомого элемента сцепления приходится устанавливать более мощные синхронизаторы.

Приводы сцепления. Привод предназначен для дистанционного управления сцеплением. Он может быть механическим, гидравлическим, пневматическим или электромагнитным, а также автоматизированным или неавтоматизированным.

К основным требованиям, которые предъявляют к неавтоматизированному приводу сцепления, следует отнести удобство и легкость управления, высокий КПД, доступность и легкость регулировки. Для обеспечения удобства и легкости управления ограничивают полный ход педали сцепления и усилие на ней.

К преимуществам механического привода сцепления относятся простота и надежность конструкции, а к его недостаткам — меньший КПД, чем у гидравлического привода, и усложнение конструкции, уменьшение КПД привода и увеличение свободного хода педали по мере удаления сцепления от места водителя. Для уменьшения усилия на педали сцепления используют усили-

тель. Так, например, при установке механического (пружинного) усилителя максимальное усилие на педали сцепления автомобиля ЗИЛ-130 снижается на 30—35 %.

Преимуществами гидравлического привода сцепления являются больший КПД, чем у механического привода, и меньший свободный ход педали сцепления при значительном удалении его от места водителя. Однако гидравлический привод сложнее и менее надежен, чем механический.

§ 62. Материалы основных деталей сцепления и тенденция его развития

Материалы основных деталей. Ведомый диск сцепления изготовляют из стали 85 (ГАЗ) или 50 (ЗИЛ), его ступицу — из стали 35 или 40Х, а нажимной диск — из чугуна СЧ 18-36. Пружины сцепления навивают из проволоки, изготовленной из стали 60Г; 85 или 50ХФА.

В качестве материалов для изготовления фрикционных накладок применяют прессованные, тканевые (плетеные), металло-керамические или синтетические фрикционные материалы. Основной составной частью прессованных и тканевых фрикционных накладок служит асбест. В качестве наполнителя при изготовлении прессованных накладок используют металлы или минеральные вещества (медь, цинк, графит), а в качестве связующего — синтетические смолы, бакелит или каучук. Тканевые фрикционные накладки изготовляют из бумажно-асбестовой или медной проволоочной пряжи, пропитанной связующим веществом.

Тенденция развития сцепления. Развитие конструкций сцепления происходит в направлении автоматизации управления им с целью облегчения работы водителя. При этом автоматизируют управление пружинным сцеплением и сцеплениями других типов (электромагнитными с ферронаполнителем и без него и комбинированным, например, центробежным и пружинным).

Контрольные вопросы

1. Для чего предназначено сцепление автомобиля?
2. По каким признакам и как классифицируют сцепления?
3. Какие основные требования предъявляют к сцеплениям и какими конструктивными мерами обеспечивают их?
4. В чем состоят особенности конструкций, преимущества и недостатки сцеплений различных типов?
5. Из каких материалов изготовляют основные детали сцепления?

Глава XIII

КОРОБКА ПЕРЕДАЧ

Коробка передач предназначена для изменения передаваемого крутящего момента по величине и направлению. Ее используют также для длительного разъединения двигателя и трансмиссии.

В зависимости от принципа действия коробки передач делятся на механические (ступенчатые и бесступенчатые), гидродинамические и гидромеханические.

§ 63. Классификация ступенчатых коробок передач и требования к ним

Классификация. Ступенчатые коробки передач классифицируют по следующим признакам: по подвижности валов и осей различают коробки передач с неподвижными валами и планетарные (с подвижными осями части шестерен—сателлитов); по числу валов коробки передач с неподвижными валами делят на двух-, трех- и многовальные; по числу ступеней для движения вперед коробки передач могут быть двух-, трех-, четырех-, пяти- и многоступенчатыми (двухступенчатые коробки применяют совместно с бесступенчатым трансформатором); по способу управления различают неавтоматические, полуавтоматические и автоматические коробки передач.

Переключение передач в планетарной коробке производят без разрыва потока мощности, что облегчает управление коробкой передач и позволяет увеличить число ступеней, а также улучшить динамичность автомобиля. Однако планетарные коробки сложнее и дороже, а их габаритные размеры и масса обычно несколько больше, чем у коробок передач с неподвижными валами, получивших наибольшее распространение. Планетарные коробки передач используют в качестве механической части бесступенчатых коробок передач, а так же как ступенчатые коробки передач с автоматическим управлением.

В настоящее время наибольшее распространение получили четырех- и пятиступенчатые коробки передач. Многоступенчатые коробки передач с числом ступеней 6—15 устанавливают на грузовые автомобили большой грузоподъемности и высокой проходимости.

Неавтоматической коробкой передач управляют непосредственно или с помощью усилителя (гидравлического, пневматического, вакуумного, электромагнитного или комбинированного).

Требования. К основным требованиям, которые предъявляют к ступенчатым коробкам передач, следует отнести обеспечение наилучших тяговых и топливно-экономических свойств автомобиля; высокий КПД; легкость управления; безударное переключение передач; бесшумность работы; невозможность включения одно-

временно двух передач или передачи заднего хода при движении вперед; надежное удержание передач во включенном и нейтральном положениях; простоту конструкции и небольшую стоимость; малые габаритные размеры и массу; удобство обслуживания и ремонта; надежность конструкции.

Чтобы удовлетворить первое требование, необходимо правильно выбрать число ступеней в коробке передач и их передаточные числа. При увеличении числа ступеней можно обеспечить режимы работы двигателя, близкие к наиболее выгодным с точки зрения динамичности и топливной экономичности автомобиля. Однако в этом случае усложняется конструкция, возрастают габаритные размеры и масса коробки передач, а также затрудняется управление автомобилем. Вместе с тем увеличение числа ступеней обычно вызывает увеличение времени, в течение которого происходит разрыв потока мощности, что может ухудшить динамичность автомобиля.

Легкость управления коробкой передач зависит от ее конструктивной схемы, способа переключения передач и типа привода переключения. Передачи переключают с помощью подвижных шестерен (кареток), зубчатых муфт, муфт синхронизаторов, фрикционных или электромагнитных устройств. Наиболее просты и компактны коробки передач с переключающими каретками. Однако каретки не могут обеспечить безударного переключения передач, поэтому приходится применять специальные способы переключения, притормаживая или ускоряя ведомые части сцепления двигателем. Долговечность коробки передач при этом оказывается совершенно недостаточной. Зубчатые муфты несколько повышают ее долговечность, так как удары при переключении воспринимает большее число зубьев муфт и включаемых шестерен. Вместе с тем и в этом случае удары полностью не исключены, а конструкция коробки передач получается более сложной.

Для безударного переключения передач устанавливают синхронизаторы, которые однако усложняют конструкцию, а также увеличивают габаритные размеры и массу коробки передач. Поэтому наибольшее распространение получили коробки передач, в которых высшие передачи переключают синхронизаторами, а низшие — зубчатыми муфтами и каретками.

В планетарных коробках передачи переключают, используя фрикционные или электромагнитные устройства, иногда применяемые и в коробках передач с неподвижными валами.

Шум при работе коробки передач, зависящий в основном от типа установленных в ней шестерен, значительно уменьшается при замене прямозубых шестерен косозубыми или шевронными (последние используют очень редко).

§ 64. Конструкции ступенчатых коробок передач легковых автомобилей

Коробки передач легковых автомобилей могут быть двух- и трехвальными и иметь три, четыре или пять ступеней (пятиступенчатые коробки применяют сравнительно редко).

Четырехступенчатые коробки передач. Четырехступенчатые коробки передач изготовляют как двух-, так и трехвальными.

Двухвальные коробки устанавливают на автомобили с передним или задним расположением двигателя и трансмиссии.

Обычно в трехвальной четырехступенчатой коробке высшая передача прямая. При ее включении шестерни в передаче потока мощности не участвуют, поэтому потери энергии в зацеплении и износы шестерен практически отсутствуют. Кроме того, необходимые передаточные числа низших ступеней в этой коробке обеспечивают две пары шестерен, что позволяет уменьшить межосевое расстояние между валами и габаритную высоту коробки передач, а следовательно, увеличить дорожный просвет под ее картером. Ведущая шестерня первой передачи, включаемая чаще передачи заднего хода, располагается ближе к задней опоре промежуточного вала (шестерня 13, рис. 91), что уменьшает прогиб вала и износы шестерен. Однако при этом вместо одинарной промежуточной шестерни заднего хода приходится устанавливать двойную.

Шестерни делают косозубыми, так как они не только практически бесшумны в работе, но и прочнее и долговечнее прямозубых шестерен. К их недостаткам следует отнести возникающие во время работы осевые силы, которые при больших углах наклона зубьев могут в 5—6 раз уменьшить долговечность подшипников. Осевые силы, действующие на промежуточный вал, можно взаимно уравновесить, если правильно подобрать углы наклона зубьев ведомой шестерни постоянного зацепления $\beta_{пз}$ и ведущей шестерни включаемой передачи $\beta_{вп}$. Для этого при одинаковых модулях шестерен должно соблюдаться равенство

$$\operatorname{tg} \beta_{пз} / \operatorname{tg} \beta_{вп} = z_{пз} / z_{вп},$$

где $z_{пз}$ и $z_{вп}$ — числа зубьев ведомой и ведущей шестерен. Однако выдержать это соотношение не всегда удается. В этом случае углы наклона зубьев подбирают так, чтобы равнодействующие осевых сил были направлены к задней стенке картера.

Коробка передач автомобиля ГАЗ-24 «Волга» (рис. 91) трехвальная четырехступенчатая с инерционными синхронизаторами на всех передачах для движения вперед. Она имеет три вала, установленных на подшипниках качения и скольжения: первичный 1, промежуточный (блок шестерен БШ) и вторичный 11. Совместно с первичным валом изготовлена ведущая шестерня постоянного зацепления 2, соединенная с ведомой шестерней 19.

Блок шестерен БШ, состоящий из ведущих шестерен первой передачи 13, передачи заднего хода 15, второй 17 и третьей 18

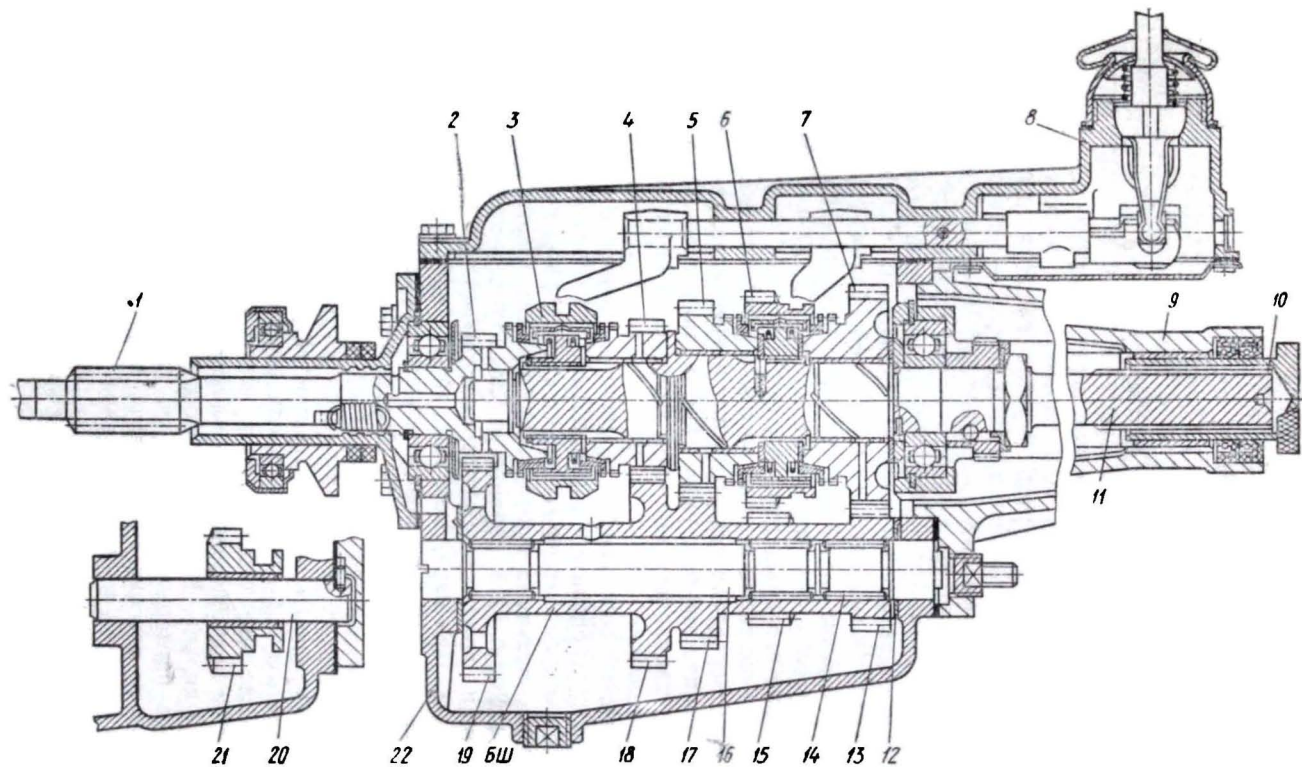


Рис. 91. Коробка передач автомобиля ГАЗ-24 «Волга»

передач, а также ведомой шестерни постоянного зацепления 19, установлен на оси 16 на игольчатых подшипниках 14. От осевых смещений его удерживают упорные бронзовые шайбы 12.

Ведомые шестерни первой 7, второй 5 и третьей 4 передач установлены на вторичном валу 11 свободно и постоянно зацеплены с ведущими шестернями 13, 17 и 18. Между шестерней 4 и первичным валом 1, а также между шестернями 5 и 7 расположено два синхронизатора. Перемещая муфту 6 синхронизатора первой и второй передач назад, включают первую передачу, а перемещая муфту вперед — вторую. При перемещении муфты 3 синхронизатора третьей и четвертой передач назад включается третья передача, а при перемещении муфты вперед — четвертая (прямая).

На муфте 6 нарезаны наружные зубья ведомой шестерни заднего хода, что упрощает конструкцию коробки передач и уменьшает ее габаритные размеры. Чтобы включить передачу заднего хода, промежуточную шестерню 21, свободно установленную на оси 20, вводят в зацепление с шестерней 15 и наружными зубьями муфты 6. В этом случае вместо двух шестерен поток мощности вторичному валу передают три шестерни 15, 21 и 6, что изменяет направление его вращения на обратное.

Так как шестерни постоянного зацепления имеют косые зубья, то на всех передачах для движения вперед коробка передач работает практически бесшумно. Поток мощности ведущей вилке переднего карданного шарнира передается через шлицы 10 вторичного вала.

Первую и последующие передачи включают с помощью инерционных синхронизаторов (рис. 92, а). Если вилкой 4 передвинуть муфту 6 синхронизатора по зубьям ступицы 9 вперед, то сухари 3, входящие выступами в кольцевую канавку муфты под действием кольцевых пружин 5, переместят блокирующее кольцо 2 до соприкосновения конических поверхностей кольца и включаемой шестерни 1. При переходе с низшей (третьей) передачи к высшей (прямой) в результате возникающего трения между кольцом и шестерней она, вращаясь с большей угловой скоростью, чем блокирующее кольцо, поворачивает его до тех пор, пока края пазов в кольце не упрутся в сухари 3 (рис. 92, б). При этом начнется уравнивание угловых скоростей блокирующего кольца и шестерни 1. Зубья муфты скошенными поверхностями упираются в скошенные поверхности блокирующего кольца и прижимают его к шестерне под действием составляющей R силы N , приложенной к зубьям кольца. Вследствие этого между кольцом и шестерней возникает притормаживающая ее сила трения. Шестерня проскальзывает относительно кольца под действием инерционного момента ведомых частей сцепления и связанных с ними вращающихся деталей коробки передач. В результате часть накопленной ими кинетической энергии преобразуется в тепло, что уменьшает угловую скорость шестерни до угловой скорости кольца и муфты. Поэтому до тех пор пока между кольцом и шестерней

действует сила трения, т. е. до уравнивания угловых скоростей переместить муфту вдоль ее оси и тем самым включить передачу нельзя, так как этому препятствует равная по величине и противоположно направленная реакция кольца. После уравнивания угловых скоростей блокирующее кольцо под действием составляющей T силы N поворачивается в обратном направлении настолько, что впадины между зубьями кольца и шестерни располагаются против зубьев муфты. Под действием осевой силы муфта **б**

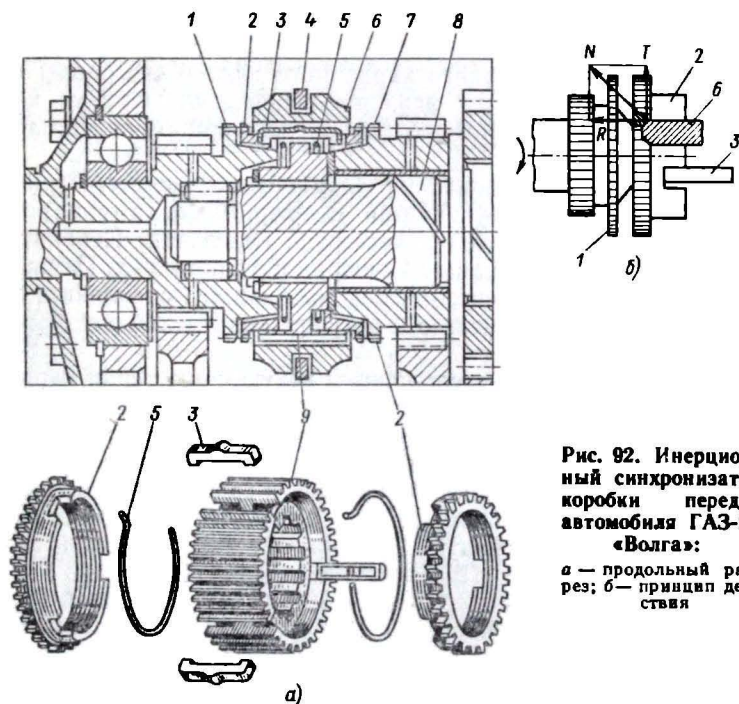


Рис. 92. Инерционный синхронизатор коробки передач автомобиля ГАЗ-24 «Волга»:

а — продольный разрез; **б** — принцип действия

(рис. 92, а), утапливая сухари **3** и сжимая пружины **5**, перемещается вперед и бесшумно соединяет между собой зубья шестерни **1** и ступицы **9** синхронизатора, жестко с помощью шлицев связанной со вторичным валом **8**. В результате включается четвертая (прямая) передача.

В случае перехода с высшей (прямой) передачи на низшую (третью) блокирующее кольцо, вращаясь быстрее ведомой шестерни **7**, увеличивает угловую скорость ведомых частей сцепления и связанных с ними вращающихся деталей коробки передач, вследствие чего уравниваются угловые скорости шестерни и муфты и бесшумно включается низшая передача.

Установка синхронизаторов на все передачи для движения вперед облегчает управление коробкой передач, уменьшает шум

при переключении передач и повышает долговечность шестерен. Однако при этом усложняется и удорожается конструкция коробки передач и увеличиваются ее габаритные размеры и масса. Кроме того, в результате увеличения числа шестерен постоянного зацепления возрастает их момент инерции и ускоряется износ синхронизаторов.

Углы наклона зубьев шестерни 19 (см. рис. 91) и шестерен 13, 17 и 18 первой, второй и третьей передач подобраны по величине так, что при включении этих передач действующие на блок БШ осевые силы почти полностью уравнивают одна другую.

Картер 22 коробки имеет удлинитель 9, который позволяет отказаться от промежуточного карданного вала и его опоры и тем самым уменьшить длину карданной передачи. Сверху картер закрыт крышкой 8, в которой расположен привод переключения передач.

Коробка передач автомобиля ЗАЗ-965А «Запорожец» (рис. 93) двухвальная четырехступенчатая с инерционными синхронизаторами на второй, третьей и четвертой передачах. Первичный 3 и вторичный 9 валы вращаются в шарикоподшипниках. Первичный вал с помощью шлицев связан с ведомым валом 1 сцепления, а вторичный изготовлен совместно с ведущей конической шестерней 15 главной передачи.

На первичном валу расположены ведущие шестерни первой 4, второй 6, третьей 5 и четвертой 2 передач (четвертая передача — повышающая). Шестерни 4 и 5 изготовлены как одно целое с валом, а шестерни 2 и 6 установлены на нем на шпонках. Ведущие шестерни 6, 5 и 2 постоянно находятся в зацеплении со свободно установленными на вторичном валу ведомыми шестернями 8, 10 и 14, которые можно бесшумно соединять с ним с помощью муфт 7 и 11 синхронизаторов. При вводе в зацепление муфты 7 с шестерней 8 и муфты 11 с шестернями 10 или 14 включается вторая, третья или четвертая передача. На наружные зубья муфты 11 установлена каретка 13, при вводе которой в зацепление с шестерней 4 включается первая передача. Чтобы включить передачу заднего хода, каретку с шестернями 18 и 19 перемещают по оси 17 назад до ввода в зацепление соответственно с шестернями 4 и 13. При этом вместо двух шестерен поток мощности вторичному валу передают три шестерни: 4, 18 и 19 и 13, что изменяет направление его вращения на обратное. На высших передачах коробка передач работает практически бесшумно, так как шестерни постоянного зацепления косозубые.

Передачи включают с помощью ползунов 21 и вилок 22, входящих в кольцевые канавки кареток шестерен 13, 18 и 19, а также муфт 7 и 11. Промежуточный стержень 20, связанный тягой с рычагом переключения передач, является избирателем коробки: поворачиваясь, он задним изогнутым концом входит в паз одного из ползунов 21, а перемещаясь вдоль оси, — включает или выключает передачу. Коробка передач имеет замки (см. разрез А—А),

предотвращающие одновременное включение двух передач, и шариковые фиксаторы 23, которые удерживают каретки и муфты во включенном и нейтральном положениях.

Картер 12 коробки передач отлит как одно целое с картером 16 главной передачи и дифференциала.

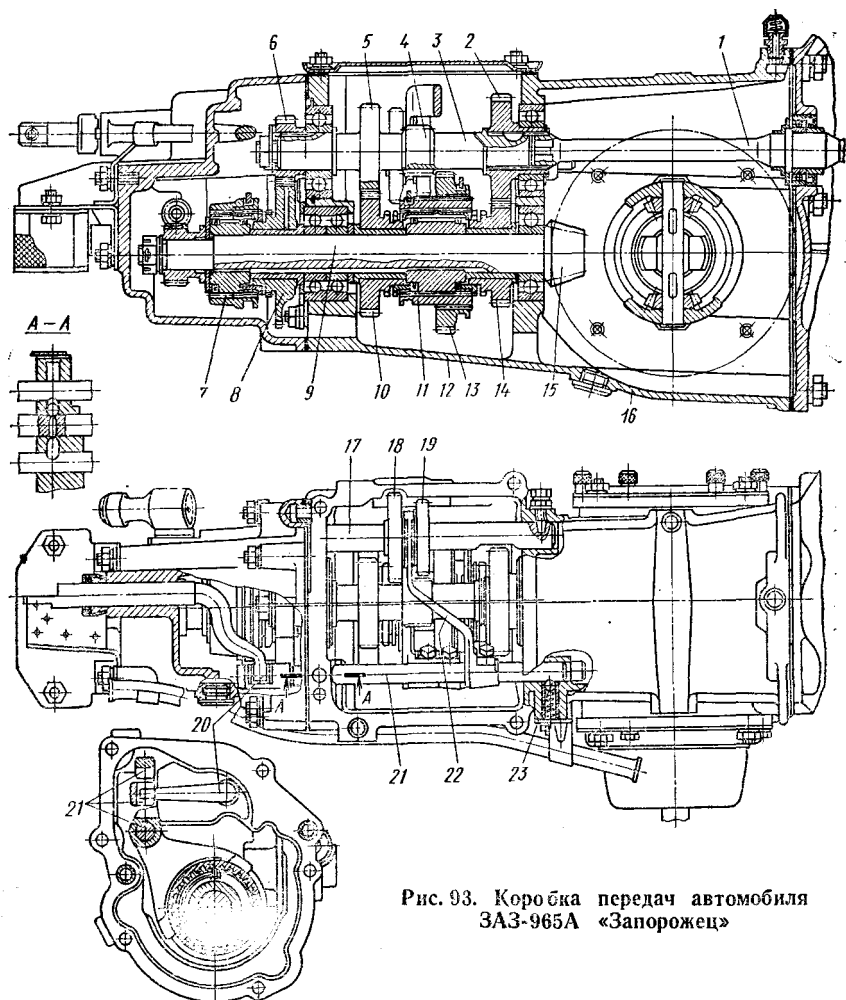


Рис. 93. Коробка передач автомобиля
ЗАЗ-965А «Запорожец»

К преимуществам двухвальных коробок передач следует отнести более высокий КПД, чем у трехвальных, так как крутящий момент на всех передачах для движения вперед передает одна пара шестерен (КПД трехвальной коробки выше только на прямой передаче); двухвальную коробку обычно располагают в общем картере с главной передачей и дифференциалом, что упрощает конструкции коробки передач и главной передачи.

Недостаток двухвальных коробок передач — сравнительно небольшой диапазон передаточных чисел (от 0,7—0,8 до 3,5—4,0).

Трехступенчатые коробки передач. Трехступенчатые коробки передач (например, автомобиля ГАЗ-21 «Волга») выполняют обычно трехвальными с прямой высшей передачей. Их чаще всего устанавливают на автомобилях со значительным запасом мощности, большее время (более 70%) работающих на прямой передаче, т. е. с наименьшими износами шестерен и наибольшим КПД.

§ 65. Конструкции ступенчатых коробок передач грузовых автомобилей

Обычно коробки передач грузовых автомобилей изготавливают трех- или многовальными с числом ступеней в пределах 3—15 (трехступенчатые коробки устанавливают на грузовых автомобилях особо малой грузоподъемности).

Для грузовых автомобилей малой грузоподъемности наибольшее распространение получили четырехступенчатые коробки. Пятиступенчатые коробки используют на автомобилях средней грузоподъемности. На автомобилях особо большой грузоподъемности устанавливают четырех-, пяти- и шестиступенчатые основные коробки передач. Для расширения диапазона передаточных чисел и увеличения числа ступеней используют двух- или трехступенчатые передачи, которые располагают до или после основной коробки передач в общем или отдельном от основного картере. Иногда для автомобилей этого типа применяют делитель, практически не расширяющий диапазона передаточных чисел коробки передач, но увеличивающий число ступеней в ней (например, в коробке передач автомобиля КамАЗ).

Коробка передач автомобиля ЗИЛ-130 (рис. 94) трехвальная пятиступенчатая с инерционными синхронизаторами на второй, третьей, четвертой и пятой передачах. Три вала (первичный 1, промежуточный 16 и вторичный 10) вращаются в подшипниках качения. Совместно с первичным валом изготовлена ведущая шестерня постоянного зацепления 2, соединенная с ведомой шестерней 17.

Ведущая шестерня 11 первой передачи изготовлена как одно целое с промежуточным валом, а ведущие шестерни второй 12, третьей 14 и четвертой 15 передач, а также ведомая шестерня 17 постоянного зацепления установлены на нем на сегментных шпонках.

Каретка 8 первой передачи и заднего хода расположена на шлицах вторичного вала. При вводе ее в зацепление с шестерней 11 включается первая передача. Чтобы включить передачу заднего хода, эту шестерню вводят в зацепление с меньшей шестерней блока шестерен 19 заднего хода, большая шестерня которого постоянно зацеплена с шестерней 13. В этом случае вторичный вал вращается в обратном направлении, так как он соединен с про-

межуточным валом не двумя, а тремя шестернями: 13, 19 и 8. Блок шестерен 19 установлен на оси 20 на игольчатых подшипниках 18. К фланцу 9, расположенному на шлицах вторичного вала, присоединяют карданную передачу.

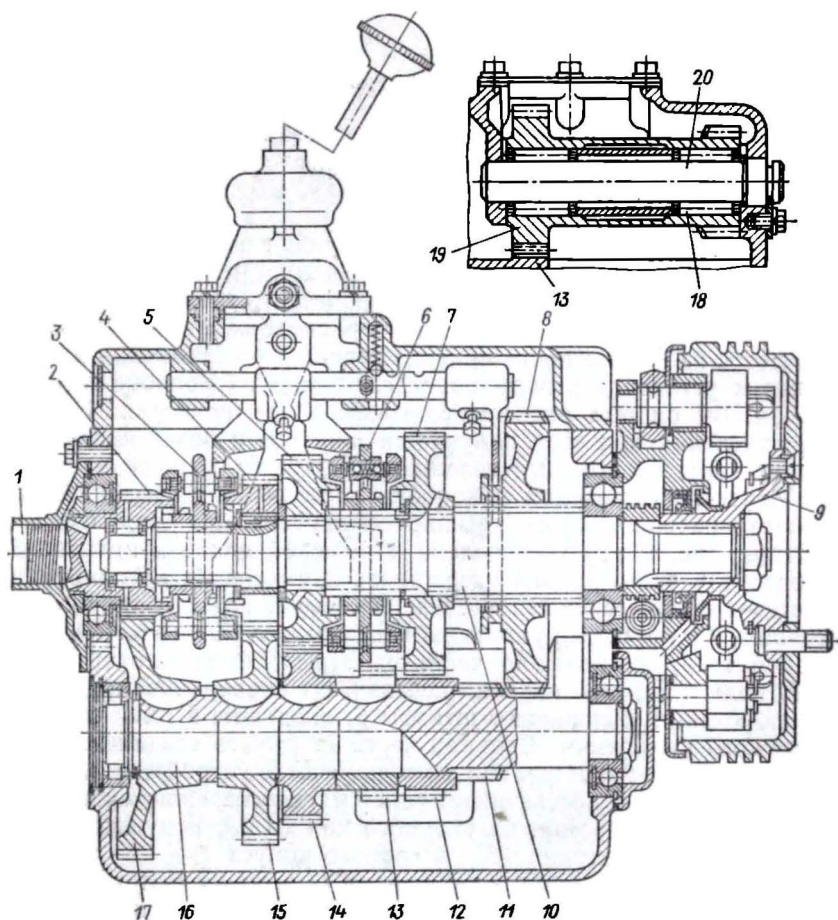


Рис. 94. Коробка передач автомобиля ЗИЛ-130

Ведомые шестерни второй 7, третьей 5 и четвертой 4 передач установлены на вторичном валу 10 свободно и постоянно зацеплены с ведущими шестернями 12, 14 и 15. Между шестерней 4 и первичным валом 1 и шестернями 7 и 5 установлено два синхронизатора. Перемещая муфту 6 синхронизатора второй и третьей передач назад, включают вторую передачу, а перемещая вперед, — третью. При перемещении муфты 3 синхронизатора четвертой и пятой

передач назад включается четвертая передача, а при перемещении муфты вперед — пятая.

При движении автомобиля на второй, третьей и четвертой передачах шестерни 12 и 7, 14 и 5 и 15 и 4 работают практически бесшумно, так как имеют косые зубья. Косозубыми выполнены также шестерни 2 и 17.

§ 66. Приводы переключения передач

Рычаг переключения передач располагают на рулевой колонке (автомобили «Москвич-408», ГАЗ-21 «Волга» и др.) или на коробке передач (автомобили ВАЗ-2101 «Жигули», «Москвич-412», ГАЗ-24 «Волга», ГАЗ-53А, ЗИЛ-130 и др.).

При расположении рычага переключения на рулевой колонке удобнее управлять коробкой передач и иногда на переднем сиденье легкового автомобиля можно разместить троих пассажиров. Однако в последнее время от такого расположения рычага отказываются из-за сложности привода переключения передач и переходят к установке рычага непосредственно на коробке передач так, чтобы он был расположен около места водителя. Привод переключения при этом получается простым и более надежным. Кроме того, на его изготовление расходуется меньше металла.

Рычаг переключения у коробки передач автомобиля ГАЗ-24 «Волга» расположен на крышке ее картера. Нижняя часть 9 рычага (рис. 95, а) установлена в шаровой опоре в крышке 5. Сверху эту часть рычага удерживает пружина 16, которая упирается в сферическое седло 11 и прижимает его к сферическому колпаку 7 и тем самым уплотняет место выхода рычага из крышки. Кроме того, на нижнюю часть рычага надеты уплотнители 8 и 10 пола и крышки коробки передач. От проворачивания рычаг переключения удерживают штифты 6, входящие в пазы его сферического утолщения. Верхняя часть 12 рычага соединена с его нижней частью 9 при помощи демпфирующего устройства, которое гасит вибрации и обеспечивает более мягкое переключение передач. Устройство состоит из упорного конуса 13, подушек 14 рычага, распорной втулки 15 и запорного конуса 19.

Упоры 18, нагруженные пружинами 17, удерживают рычаг переключения в среднем положении, при котором нижний его конец находится в пазу поводка среднего ползуна. В этом положении можно включить третью или четвертую передачу. При введении нижнего конца рычага в паз правого по ходу поводка включается первая или вторая передача, а при введении его в паз левого поводка 20 — передача заднего хода. В последнем случае вилка 21 поворачивает относительно оси 4 рычаг 3, который сухариком 2 перемещает промежуточную шестерню 1 вдоль ее оси, вследствие чего включается передача заднего хода. Перед ее включением повышается сопротивление перемещению рычага в результате сжатия пружины левого упора, что до некоторой степени предо-

гвращает случайное включение передачи заднего хода вместо четвертой — прямой.

В крышке 5 коробки (рис. 95, б) расположены ползуны первой и второй 27, третьей и четвертой 23 передачи, а также передачи

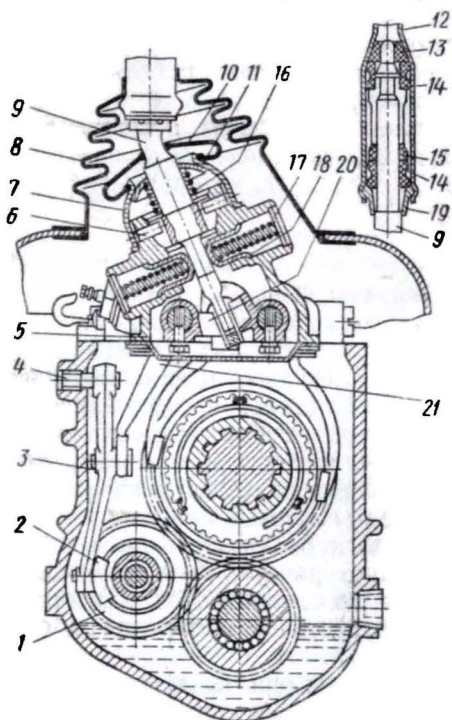
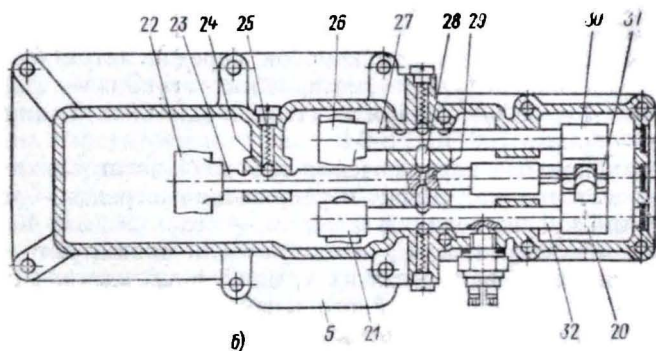


Рис. 95. Привод переключения передач коробки передач автомобиля ГАЗ-24 «Волга»:

а — поперечный разрез; **б** — разрез в плане

а)



б)

заднего хода 32. Во включенном и нейтральном положениях ползуны удерживают фиксаторы, шарики 24 которых под действием пружин 25 входят в соответствующие выемки в ползунах. Одновременному включению двух передач препятствуют замки,

состоящие из двух сухарей 28 и штифта 29, вставленного в отверстие среднего ползуна 23. Если переместить средний ползун вдоль его оси, то сухари 28, выйдя из его выемок, войдут в выемки крайних ползунов и запрут их. Если переместить один из крайних ползунов, то сухарь, выйдя из его выемки, запрет средний ползун и одновременно переместит штифт 29 и второй сухарь, который запрет другой крайний ползун. При одновременном перемещении двух ползунов расположенный между ними сухарь запрет их. Сзади на ползунах укреплены поводки 30, 31 и 20, а спереди — вилки 22 и 26, входящие в кольцевые канавки муфт синхронизаторов, и вилка 21, которая связана с рычагом 3 (рис. 95, а).

§ 67. Материалы основных деталей ступенчатых коробок передач

Шестерни коробок передач легковых автомобилей изготавливают из цинкируемых легированных сталей с содержанием углерода свыше 0,35%. Так, например, на Горьковском автозаводе их изготавливают из стали 35Х с последующим цинкированием для повышения поверхностной твердости зубьев. В качестве материала для шестерен коробок передач грузовых автомобилей и автобусов используют цементуемые легированные стали с содержанием углерода до 0,3%. Шестерни вторичного вала, например, на автозаводе им. Лихачева делают из стали 25ХГМ, а шестерни промежуточного вала — из стали 25ХГТ с последующей нитроцементацией.

Валы коробок передач, если они представляют собой одно целое с шестернями, изготавливают из тех же сталей, что и шестерни. Для нешлифованных валов и осей используют стали 40; 45 или 45Х.

Детали синхронизаторов коробок передач автомобилей ГАЗ изготавливают из следующих материалов: ступица — сталь 30Х; муфта — сталь 38ХА; сухари — сталь 20 или 08кп; блокирующие кольца — бронза Бр.ОЦС 6-6-3.

Детали привода переключения передачи изготавливают из следующих материалов: рычаг переключения передач — сталь 35 или ковкий чугун; ползуны и вилки — сталь 20; 35; 40 или 45; затем их закаляют т. в. ч., цементуют или цинкируют.

Картеры коробок передач, их крышки и удлинители отливают из серого чугуна или литейного алюминиевого сплава. Так, на Горьковском автозаводе картеры коробок передач грузовых автомобилей отливают из серого чугуна СЧ 24-44, их крышки — из серого чугуна СЧ 18-36, а картеры, крышки и удлинители коробок передач легковых автомобилей — из алюминиевых сплавов.

Контрольные вопросы

1. Для чего предназначена коробка передач автомобиля?
2. По каким признакам и как классифицируют ступенчатые коробки передач?
3. Какие основные требования предъявляют к ступенчатым коробкам и как удовлетворяют некоторые из них?
4. В чем состоят особенности конструкций, преимущества и недостатки трех- и двухвальных ступенчатых коробок передач? Каковы области их применения?
5. Каковы принципы устройства и действия инерционного синхронизатора?
6. Каковы принципы устройства и действия привода переключения передач? Преимущества и недостатки приводов при различном расположении рычага переключения?
7. Из каких материалов изготавливают основные детали ступенчатых коробок передач? Каким видам термообработки подвергают их и с какой целью?

§ 68. Классификация гидромеханических коробок передач и требования к ним

Классификация. В зависимости от типа гидротрансформатора гидромеханические коробки передач делят на коробки с одноступенчатым (имеющим одну турбину) и многоступенчатым гидротрансформатором (у которого несколько турбин).

Одноступенчатый гидротрансформатор может быть *комплексным* или *полимерическим*. Как указывалось выше, реактор у первого из них устанавливается на муфте свободного хода, позволяющей гидротрансформатору при большом передаточном числе переходить на режим гидромукты, вследствие чего возрастает его КПД. Полимерический гидротрансформатор имеет два реактора, которые тоже установлены на муфтах свободного хода, но в случае увеличения передаточного числа они отключаются последовательно один за другим, что расширяет диапазон передаточных чисел, соответствующих высоким КПД.

Дополнительные коробки передач могут быть с неподвижными валами или планетарными. Управление ими, как правило, автоматическое.

Требования. Основные требования, предъявляемые к гидромеханическим коробкам передач: обеспечение достаточно широкого диапазона передаточных чисел; наименьший перерасход топлива в сравнении с автомобилем, имеющим ступенчатую коробку передач; сравнительно небольшая удельная масса; достаточная долговечность; возможность пуска двигателя в холодное время года, а также методом буксировки автомобиля; автоматизированное управление дополнительной коробкой; небольшая стоимость; удобство обслуживания.

В случае установки одноступенчатого гидротрансформатора динамичность автомобиля при минимальном числе ступеней дополнительной коробки можно улучшить, если увеличить коэффициент трансформации гидротрансформатора, что однако снижает его КПД. Поэтому с этой целью используют более сложный двух- или трехступенчатый гидротрансформатор с высоким коэф-

фициентом трансформации и приемлемым КПД. Иногда устанавливают еще более сложный гидротрансформатор с автоматически управляемыми поворотными лопатками реактора, что улучшает топливную экономичность автомобиля и позволяет уменьшить число ступеней дополнительной коробки.

Пуск двигателя в холодное время года облегчают, отсоединяя его от гидротрансформатора с помощью зубчатой муфты или фрикционного сцепления. Для пуска двигателя буксировкой автомобиля насос и турбину блокируют фрикционным сцеплением или между ними устанавливают муфту свободного хода или гидромуфту, передающую момент в обратном направлении.

§ 69. Конструкция гидромеханической коробки передач

Гидромеханическая коробка передач автомобилей ЗИЛ-114 и ЗИЛ-117 (рис. 96) состоит из одноступенчатого комплексного гидротрансформатора и дополнительной двухступенчатой планетарной коробки.

Гидротрансформатор установлен на коленчатом валу 6 двигателя. К корпусу 10 гидротрансформатора латунью припаяны лопатки 11 насоса. Внутри корпуса 10 расположены турбина 2 и реактор 4. Турбина приклепана к ступице 8, установленной на шлицах первичного вала 7 планетарной коробки, а реактор — к наружной обойме роликовой муфты свободного хода 5. Внутренняя обойма муфты связана шлицами с пустотелым валом 12 реактора, жестко соединенным с картером 16. Приваренная к корпусу 10 крышка 3 болтами соединена с диском 9, укрепленным на коленчатом валу. Сзади на корпус 10 жестко установлена ступица 14, опорная шейка которой вставлена во втулку корпуса переднего масляного насоса 15 и уплотнена резиновым сальником 13.

Гидротрансформатор расположен в картере 1, закрепленном на картере двигателя. Корпус 10 заполнен маслом, находящимся под давлением, которое создает передний насос 15. Масло, охлаждаемая гидротрансформатор, стекает в поддон 29 картера коробки через водомаслоохладитель, встроенный в систему охлаждения двигателя.

В картере 16, укрепленном на картере гидротрансформатора, расположены первичный 7 и вторичный 27 валы, многодисковое сцепление 18 с гидроцилиндром 17, передний 20 и задний 21 планетарные ряды с ленточными тормозами 19 и 22 и гидроцилиндрами, задний масляный насос 25, центробежный регулятор 26, клапаны управления 31 и редукционные клапаны 32. В поддоне 29 картера находится маслоприемник 30 насосов 15 и 25. К фланцу 28, установленному на шлицах вторичного вала, присоединяется карданная передача. К задней части картера 16 прикреплены фланец 23 и крышка 24.

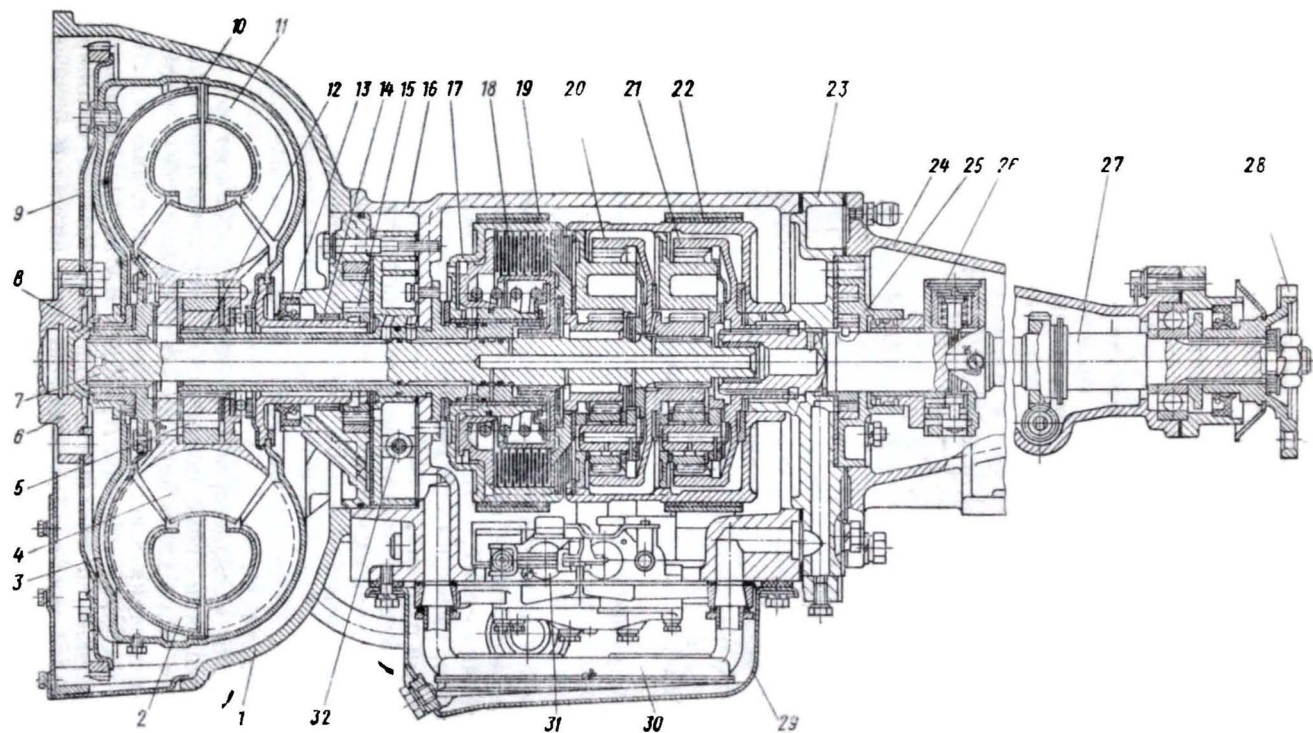


Рис. 98. Гидромеханическая коробка передач автомобилей ЗИЛ-114 и ЗИЛ-117

На шлицах первичного вала 2 дополнительной коробки (рис. 97), жестко связанного с турбиной *T* гидротрансформатора 1, расположен ведущий барабан 3 сцепления второй (прямой) передачи со стальными ведущими дисками 4, а также выполненные в одном блоке коронная 14 и солнечная 15 шестерни переднего и заднего планетарных рядов. Каждый ряд имеет по три сателлита 11, установленных на оси 12 на игольчатых подшипниках. Сателлиты 11 и постоянно зацепленные с ними солнечные 13 и 15 и коронные 14 и 16 шестерни косозубые. Оси 12 сателлитов запрессованы в водила 10, соединенные шлицами с тормозным

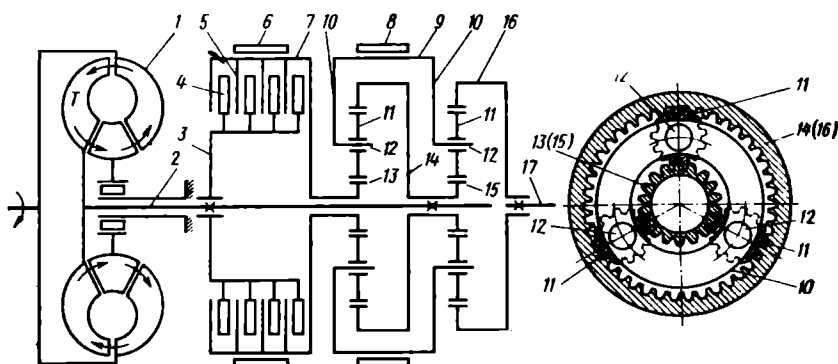


Рис. 97. Схема дополнительной планетарной коробки передач автомобилей ЗИЛ-114 и ЗИЛ-117

барабаном 9 заднего ленточного тормоза 8 передачи заднего хода. Солнечная шестерня 13 переднего ряда, свободно установленная на первичном валу, соединена шлицами с ведомым барабаном 7 сцепления, имеющим стальные ведомые диски 5. Ведомые диски наружными зубьями, а ведущие — внутренними входят в зацепление соответственно с зубьями ведомого и ведущего барабанов. Ведомый барабан является также тормозным барабаном переднего ленточного тормоза 6 первой (понижающей) передачи. Фрикционные накладки тормозов и ведущих дисков сцепления металлокерамические. Коронная шестерня 16 соединена шлицами со вторичным валом 17.

Передачи в планетарной коробке переключают без разрыва потока мощности с помощью ленточных тормозов и многодискового сцепления. Для этого коробка имеет гидросистему автоматического управления. Системой управляют с помощью педали дросельных заслонок и кнопок *Н*, *П*, *Д* и *ЗХ* на пульте управления, расположенном около щитка водителя. Кнопки заблокированы между собой так, что, нажимая на одну из них и фиксируя ее во включенном положении, одновременно выключают другую, ранее включенную.

При включенной кнопке *Н* (нейтраль) оба тормоза и сцепление выключены, первичный и вторичный валы разобщены между собой, и поэтому коробка потока мощности не передает. Передачи включают, затормаживая или блокируя элементы планетарных рядов, т. е. останавливая их или соединяя между собой.

Чтобы преодолеть повышенное сопротивление движению автомобиля, например, на крутом подъеме, включают первую передачу, нажимая на кнопку *П* (понижающая передача). Тем самым включают передний тормоз, т. е. затягивают его ленту, которая затормаживает солнечную шестерню *13*. Поток мощности в этом случае передает первичный вал *2*, шестерня *14*, сателлиты *11* и оси *12* переднего ряда, барабан *9*, оси *12* и сателлиты *11* заднего ряда, шестерня *16* и вторичный вал *17*. Сателлиты переднего ряда, обкатываясь по неподвижной шестерне *13*, вращают водила *10* и оси *12* в том же направлении, что и направление вращения первичного вала, но с меньшей, чем у него угловой скоростью. Одновременно солнечная шестерня *15*, вращаясь в том же общем направлении, поворачивает сателлиты заднего ряда в обратном направлении. В результате сателлиты, вращаясь вместе с осями, увлекают за собой коронную шестерню *16* в общем направлении, а поворачиваясь вокруг осей, «отбрасывают» шестерню *16* назад, уменьшая ее угловую скорость и увеличивая передаточное число планетарной коробки до 1,72. Передаточное число гидромеханической коробки при этом может изменяться в пределах 1,72—4,13.

Перед работой автомобиля в обычных дорожных условиях включают кнопку *Д* (движение). В этом случае переход на различные режимы движения производят педалью дроссельных заслонок и педалью тормоза. Так, например, в начале разгона автомобиля с места или с небольшой скорости, когда дроссельные заслонки открыты незначительно, автоматически включаются передний тормоз *6* и, следовательно, первая передача. В конце разгона на ней при определенной скорости (28—29 м/с) автоматически выключается передний тормоз и одновременно включается сцепление. В результате блокируются солнечные шестерни *13* и *15* и все элементы планетарных рядов, а также вторичный вал *17* вращаются как одно целое, т. е. включается вторая (прямая) передача. В этом случае передаточное число гидромеханической коробки изменяет гидротрансформатор в пределах 2,4—1.

Если в результате увеличения нагрузки скорость уменьшается до 5,5—4 м/с, то автоматически выключается сцепление и одновременно включается передний тормоз *6* и, следовательно, первая передача.

Нажимая на кнопку *ЗХ* (задний ход), включают задний тормоз *8*. Оси сателлитов заднего ряда при этом затормаживаются, а солнечная шестерня *15* и входящие с ней в зацепление сателлиты *11* вращают коронную шестерню *16* и вторичный вал *17* в обратном направлении.

Гидросистема автоматического управления, принцип действия которой упрощенно показан на рис. 98, обеспечивает нейтральное положение планетарной коробки, принудительное включение первой передачи и передачи заднего хода, а также автоматическое переключение передач. Для этого она имеет такие основные элементы, как золотник 3 ручного и клапан 17 автоматического переключения передач, силовой 7 и центробежный 21 регуляторы давления, а также передний и задний масляные насосы (на рисунке не показаны). Давление масла на выходе силового регулятора 7 повышается с увеличением степени открытия дроссельных

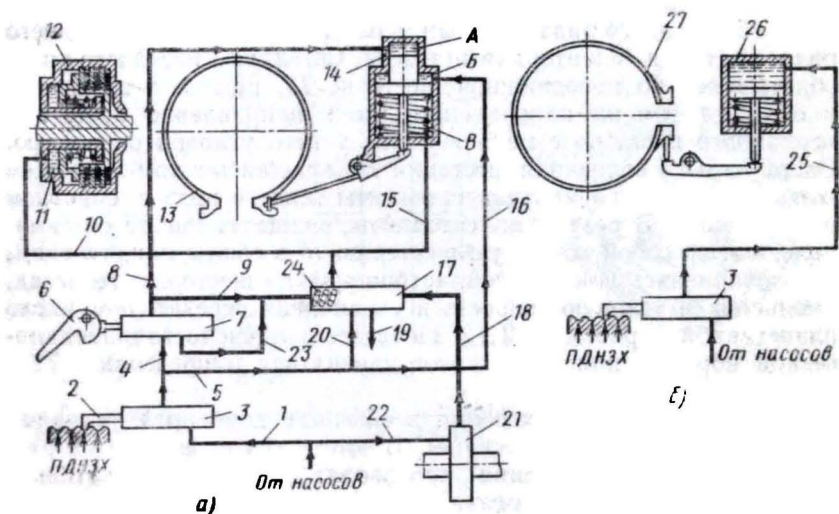


Рис. 98. Гидросистема автоматического управления дополнительной планетарной коробкой передач

заслонок, а на выходе центробежного 21 — с ростом скорости движения. Это достигается тем, что кулачок 6 силового регулятора связан с дроссельными заслонками, а центробежный регулятор 21 установлен на вторичном валу планетарной коробки.

Если включена кнопка Н и связанный с ней рычажок 2 расположен в выемке Н (рис. 98, а и б), то золотник 3 находится в положении, при котором масло к гидроцилиндрам 14 и 26 тормозов и гидроцилиндру 11 сцепления не поступает, и поэтому оба тормоза 13 и 27 и постоянно разомкнутое сцепление 12 выключены.

Если включена кнопка П (рис. 98, а) и, следовательно, рычажок 2 находится в выемке П, то золотник 3 располагается так, что гидроцилиндр 11 сцепления и полость В гидроцилиндра 14 переднего тормоза каналами 10 и 15 через клапан 17 соединяются с каналом 19, по которому масло стекает в поддон картера коробки. При этом масляные насосы через канал 1, золотник 3, силовой

регулятор 7 и канал 8 нагнетают масло в полость А, а через каналы 5 и 16 — в полость В гидроцилиндра 14. В этом случае сцепление выключается, а поршень гидроцилиндра 14, перемещаясь вниз и вытесняя масло из полости В в поддон, затягивает ленту переднего тормоза 13 и тем самым включает первую передачу. Однако автоматическое переключение передач при этом исключено вследствие того, что под действием пружины 24 и давления, передаваемого через канал 23, клапан 17, смещаясь вправо, перекрывает отверстие, через которое масло поступает в канал 10 и гидроцилиндр 11 сцепления.

При нажатии на кнопку Д, рычажок 2 устанавливается в выемку Д, а золотник 3 — в положение, при котором давление, создаваемое насосами, в левую полость клапана 17 передается по каналам 1, 4 и 9 через золотник 3 и силовой регулятор 7, а в правую — по каналам 22 и 18 через центробежный регулятор 21. В этом случае передачи включаются автоматически в зависимости от нагрузки (степени открытия дроссельных заслонок) и скорости движения, т. е. от соотношения давлений в левой и правой полостях клапана 17 и от силы пружины 24. Если, например, в левой полости давление достигло максимального значения, а в правой оно равно нулю (разгон автомобиля с места при полностью открытых дроссельных заслонках), то клапан 17, смещаясь вправо, сообщает каналы 10 и 15 с каналом 19 (слив). В результате под действием давления масла, поступающего по каналам 8 и 16 в полости А и В, поршень гидроцилиндра 14, перемещаясь вниз, затягивает ленту переднего тормоза 13 и тем самым включает первую передачу.

В конце разгона на этой передаче скорость, а следовательно, и давление в правой полости возрастает настолько, что клапан 17, смещаясь влево, открывает отверстие, через которое масло поступает из канала 20 в каналы 10, 15, гидроцилиндр 11 сцепления и полость В гидроцилиндра 14 переднего тормоза. В этом случае поршень гидроцилиндра 14, перемещаясь вверх, выключает передний тормоз 6, а поршень гидроцилиндра 11, сжимая ведущие и ведомые диски, включает сцепление и вторую передачу. Если в результате увеличения нагрузки скорость уменьшается до 5,5—4 м/с, то клапан 17 снова смещается вправо, что соответствует выключению сцепления, затяжке ленты переднего тормоза и включению первой передачи.

Для движения назад нужно нажать на кнопку ЗХ. В этом случае рычажок 2 устанавливается в выемку ЗХ (рис. 98, б), а золотник 3 — в положение, при котором масло от насосов по каналу 25 через золотник 3 поступает в гидроцилиндр 26 заднего тормоза. При этом поршень гидроцилиндра 26, перемещаясь вниз, затягивает ленту заднего тормоза 27 и тем самым включает передачу заднего хода. В гидросистеме предусмотрена блокировка, исключающая установку золотника 3 в положение ЗХ при движении автомобиля вперед.

Контрольные вопросы

1. По каким признакам и как классифицируют гидромеханические коробки передач автомобиля?
2. Какие основные требования предъявляют к гидромеханическим коробкам передач?
3. Как устроен одноступенчатый комплексный гидротрансформатор?
4. Каковы принципы устройства и действия планетарной коробки и ее системы автоматического управления?

§ 70. Классификация раздаточных коробок и требования к ним

Раздаточная коробка распределяет крутящий момент между ведущими мостами многоприводного автомобиля.

Классификация. Раздаточные коробки могут быть одно- или двухступенчатыми. Обычно обе ступени двухступенчатой коробки являются понижающими или одна из них — понижающей, а другая — прямой. Двухступенчатую раздаточную коробку, расширяющую диапазон передаточных чисел, называют *дополнительной*.

В зависимости от схемы раздаточные коробки делят на коробки с блокированным и коробки с дифференциальным приводами ведущих мостов. Межосевой дифференциал раздаточной коробки с дифференциальным приводом обеспечивает вращение передних и задних ведущих колес с различными угловыми скоростями при неодинаковых радиусах их качения и на повороте; распределяет крутящий момент между ведущими мостами и предотвращает циркуляцию мощности в трансмиссии. Крутящий момент между ведущими мостами распределяется поровну, если межосевой дифференциал симметричный, или в зависимости от распределения вертикальной нагрузки между мостами, если он несимметричный (см. гл. XV).

Требования. К раздаточным коробкам предъявляются такие же требования, как и к основным коробкам передач. Дополнительно к ним раздаточные коробки должны предотвращать циркуляцию мощности в трансмиссии; улучшать проходимость автомобиля в результате соответствующего распределения крутящего момента; увеличивать силу тяги на ведущих колесах автомобиля настолько, чтобы он мог двигаться по плохим дорогам и бездорожью и преодолевать значительные подъемы (до 30—35°); снижать минимально устойчивую скорость движения при работе двигателя на режиме максимального момента до 0,5—1,4 м/с.

§ 71. Конструкции раздаточных коробок

Раздаточная коробка автомобиля ГАЗ-66. Ниже рассмотрены особенности раздаточной коробки автомобиля ГАЗ-66 типа 2×2. Эта коробка двухступенчатая с прямой и понижающей передачами и блокированным приводом (рис. 99, а).

Ведущий 1 и промежуточный 8 валы, а также валы 7 и 10 приводов заднего и переднего мостов установлены на шарикоподшипниках в картере 3 коробки и его крышке 6. Задний конец ведущего вала 1 опирается на цилиндрический роликподшипник в выточке вала 7. На шлицах валов расположены муфта 4 понижающей и прямой передач, каретка 9 включения переднего моста и ведомые шестерни 2 и 11 понижающей передачи и вала переднего моста. Шестерня 5 изготовлена как одно целое с валом 7.

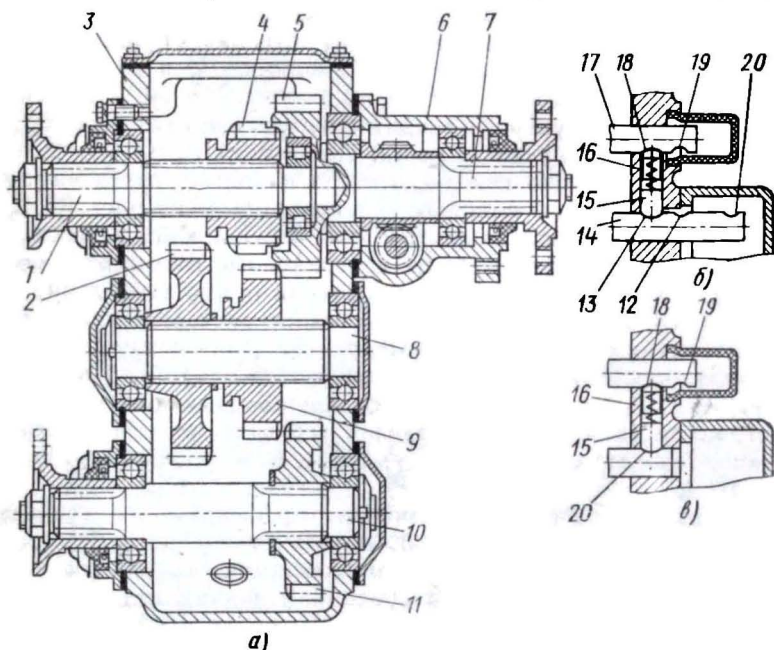


Рис. 99. Раздаточная коробка автомобиля ГАЗ-66

Передачи включают муфтой 4. Для включения прямой передачи муфту вводят в зацепление с шестерней 5, в результате чего поток мощности передается непосредственно от вала 1 к валу 7. Передний мост включают, вводя в зацепление каретку 9 с шестернями 5 и 11. В этом случае поток мощности к переднему мосту передают ведущий вал 1, муфта 4, шестерня 5, каретка 9, шестерня 11 и вал 10. При вводе муфты 4 в зацепление с шестерней 2 включается понижающая передача. Поток мощности при этом передается через ведущий вал 1, муфту 4, шестерню 2, вал 8, каретку 9; далее поток мощности разветвляется: одна его часть кареткой 9 и шестерней 5 передается валу 7, а другая — кареткой 9 и шестерней 11 — валу 10.

Следует отметить, что если циркуляция мощности в трансмиссии автомобиля ГАЗ-66 при движении по прямой может и не возникнуть, то на поворотах она неизбежна.

Чтобы предотвратить перегрузку агрегатов заднего привода при движении на понижающей передаче привод переключения передач коробки имеет замок (рис. 99, б и в), не позволяющий включить понижающую передачу, если выключен передний мост, или выключить его, если включена понижающая передача. Замок состоит из сухарей 15 и 16 и разжимающей их пружины, под действием которой сухари входят в выемки ползунов 14 и 17. В нейтральном положении переключающей муфты сухарь 15 входит в среднюю выемку 12 ползуна 14 прямой и понижающей передач, а при их включении — соответственно в крайние выемки 13 и 20 меньшей глубины. Между выемками 12 и 13 ползун 14 имеет лыску. На ползуне 17 сделаны выемки 18 и 19. В выемку 18 большей глубины сухарь 16 входит при включении, а в выемку 19 — при выключении переднего моста. Положения ползунов, соответствующие включению переднего моста и прямой передачи показана на рис. 99, б, а понижающей передачи — на рис. 99, в.

Если передний мост выключен (рис. 99, б; сухарь 16 находится в выемке 19), то ползун 14 из нейтрального положения можно переместить только в сторону включения прямой передачи, т. е. вправо, так как при этом лыска обеспечивает небольшой зазор между сухарями 15 и 16. В случае перемещения ползуна 14 влево с целью включения понижающей передачи сухарь 15 не выйдет из выемки 12, так как упрется в сухарь 16. Выключить передний мост, когда включена понижающая передача (рис. 99, в), невозможно, так как зазор между сухарями 15 и 16 меньше глубины выемки 18.

Раздаточная коробка автомобиля КраЗ-255Б. На трехосном автомобиле КраЗ-255Б типа 3×3 установлена двухступенчатая раздаточная коробка с двумя понижающими передачами и дифференциальным приводом на средний и задний ведущие мосты (рис. 100).

Ведущий 7 и промежуточный 6 валы и валы 3 и 16 приводов переднего и среднего мостов, а также вал привода заднего моста (на рисунке не показан) установлены в картере 10 коробки и в укрепленных на нем картерах 12 и 21. Косозубые шестерни 8 и 19 низшей и 9 и 17 высшей передач находятся в постоянном зацеплении.

Передачи включают в помощью муфты 18 синхронизатора. В случае перемещения муфты влево включается низшая передача, а вправо — высшая. При этом промежуточный вал 6 соединяется со свободно установленной на нем ведомой шестерней 19 или 17.

Дифференциал 13 раздаточной коробки конический симметричный, установлен в картере 12 и связан с шестернями 11 и 14 приводов среднего и заднего ведущих мостов. Его можно заблокировать муфтой 15, которая при этом соединяет промежуточный вал 6 и шестерню 14 между собой. Следует однако отметить, что дифференциал не исключает циркуляции мощности между передним и средним ведущими мостами.

Поток мощности от промежуточного вала 6 к валу 3 привода переднего моста передается шестернями 5, 4 и 1, установленными в картере 21 на валах 6, 20 и 3 (шестерни 5 и 4 соответственно на шлицах и шпонке, а шестерня 1 — свободно). При включении переднего моста шестерню 1 соединяют с валом 3 муфтой 2, установленной на зубьях ступицы 22. В случае движения автомобиля по дорогам с твердым покрытием передний мост выключают, перемещая муфту 2 влево.

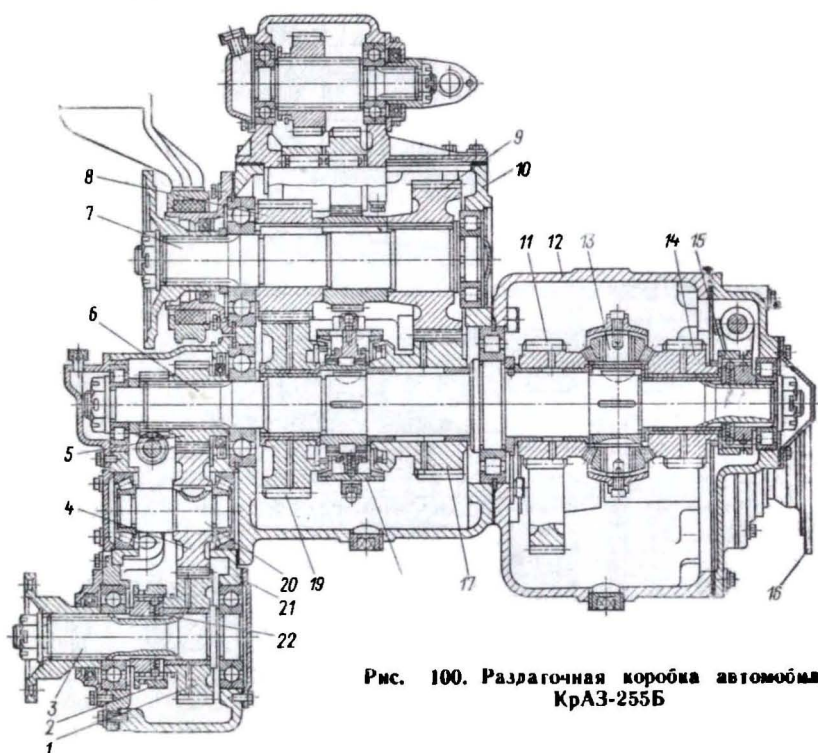


Рис. 100. Раздаточная коробка автомобиля
КрАЗ-255Б

Раздаточная коробка автомобиля «Урал-375». На трехосном автомобиле «Урал-375» типа 3×3 с проходным средним ведущим мостом установлена двухступенчатая раздаточная коробка с двумя понижающими передачами и дифференциальным приводом на передний и средний ведущие мосты (рис. 101).

Поток мощности от ведущего вала 3 к валам 1 и 11 приводов переднего и среднего (проходного) ведущих мостов передает цилиндрический несимметричный дифференциал 10, жестко связанный с валами 1 и 11. Косозубые шестерни 4 и 2 высшей и 6 и 8 низшей передач находятся в постоянном зацеплении. Низшую передачу включают, перемещая муфту 5 по шлицам ведущего вала 3 вправо, а высшую — влево. При этом одну треть крутя-

щего момента дифференциал передает переднему мосту, а две трети — среднему и заднему.

С помощью муфты 12, установленной на шлицах вала 1, включают передний мост (в правом положении), блокируют дифференциал (в среднем) или выключают передний мост (в левом). В раз-

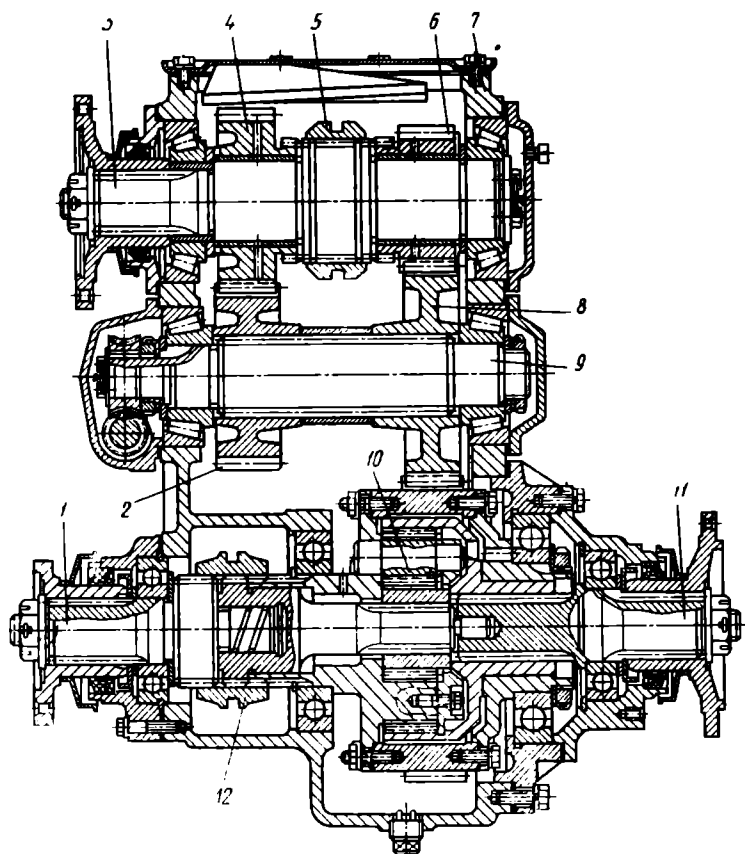


Рис. 131. Раздаточная коробка автомобиля «Урал-375»

даточных коробках последних выпусков муфта 12 служит только для блокировки дифференциала. Следует однако отметить, что дифференциал не исключает циркуляцию мощности между средним и задним ведущими мостами.

§ 72. Тенденции развития конструкций коробки передач

При создании новых конструкций трансмиссии автомобиля большое внимание уделяют автоматизации управления коробками передач.

На автомобилях-тягачах, работающих на междугородних линиях в составе тяжелых автопоездов, устанавливают 10- и 12-ступенчатые коробки передач. В последнее время имеется тенденция тяжелые автомобили-тягачи снабжать гидромеханической коробкой передач, в которую, кроме гидротрансформатора входят пружинное сцепление и неавтоматическая ступенчатая коробка передач серийного производства. Гидромеханическая коробка передач такого типа проще, надежнее и дешевле гидромеханической коробки с автоматическим управлением и вместе с тем сохраняет большинство ее преимуществ.

Гидромеханическую коробку с автоматическим управлением используют на легковых автомобилях высокого класса с большим запасом мощности, а также на многоприводных автомобилях.

На грузовые автомобили большой грузоподъемности и автобусы устанавливают коробки с пневматическим усилителем.

Контрольные вопросы

1. Для чего предназначены раздаточная коробка автомобиля и ее межосевой дифференциал?
2. Каковы принципы устройства и действия раздаточных коробок с блокированным и дифференциальным приводами ведущих мостов автомобиля?
3. Каковы тенденции развития конструкций коробки передач автомобиля?

Глава XIV

КАРДАННАЯ ПЕРЕДАЧА

Карданная передача предназначена для передачи крутящего момента от одного агрегата трансмиссии к другому в тех случаях, когда оси валов не совпадают и могут изменять свои положения. Она состоит из трех основных элементов: карданных шарниров, карданных валов и их опор.

§ 73. Классификация карданных передач и требования к ним

Классификация. В зависимости от числа карданных шарниров карданные передачи делят на одно-, двух-, трех- и многошарнирные (последние применяют сравнительно редко). Наибольшее распространение получила двухшарнирная карданная передача, состоящая из двух карданных шарниров и соединяющего их карданного вала. При значительном расстоянии между агрегатами их соединяют трехшарнирной карданной передачей с промежуточной опорой, а при небольшом, если механизмы связаны с общим основанием, например, с рамой автомобиля, — одношарнирной. Карданная передача привода ведущего управляемого колеса обычно имеет один карданный шарнир.

В зависимости от кинематики различают карданные шарниры *неравных и равных угловых скоростей* (последние применяют для приводов ведущих управляемых колес). Широко распространен карданный шарнир неравных угловых скоростей с промежуточной крестовиной. Карданные шарниры равных угловых скоростей делятся на *сдвоенные, шариковые* (с делительными канавками или делительным рычажком) и *кулачковые*.

Сдвоенный шарнир представляет собой два карданных шарнира неравных угловых скоростей, выполненных в виде единого механизма.

Требования. К основным требованиям, которые предъявляют к карданным передачам, следует отнести обеспечение равномерной передачи крутящего момента; высокий КПД; минимальные динамические нагрузки, возникающие из-за дисбаланса (неуравновешенности) деталей карданной передачи; бесшумность работы; простоту и надежность конструкции.

§ 74. Карданные передачи с карданными шарнирами неравных угловых скоростей

Карданный шарнир неравных угловых скоростей (рис. 102, а) состоит из ведущей 2 и ведомой 4 вилок, шарнирно соединенных между собой крестовиной 3. Ведущая вилка жестко соединена с ведущим валом 1, а ведомая — с ведомым 6 (жестко или с по-

мощью подвижного шлицевого соединения 5 для изменения его длины). Крутящий момент от вала 1 к валу 6, оси которых расположены под углом γ , шарнир передает в результате поворота ведомой вилки относительно оси $B-B$ и крестовины относительно оси $A-A$ (одновременно или относительно только одной оси). Однако ведомый вал при этом вращается неравномерно. Вследствие этого в трансмиссии могут возникнуть дополнительные динамические нагрузки, иногда превосходящие по величине передаваемый момент.

Карданная передача привода ведущего моста (рис. 102, б) передает крутящий момент от коробки передач 7 к ведущему валу 14 главной передачи, расположенной в картере ведущего

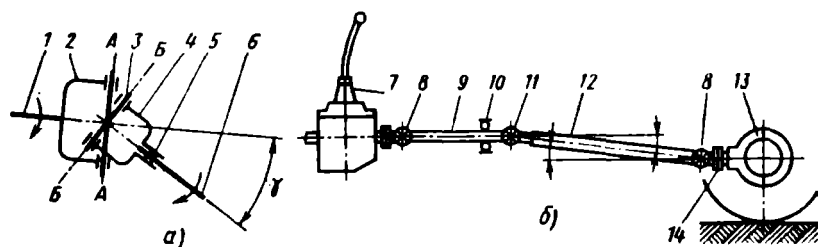


Рис. 102. Карданная передача с карданными шарнирами неравных угловых скоростей:

а — схема карданного шарнира; б — схема карданной передачи

моста 13 автомобиля. Эта передача состоит из основного 12 и промежуточного 9 карданных валов, промежуточной опоры 10 и трех карданных шарниров 8 и 11 неравных угловых скоростей, один из которых (например, 11) связан с валом при помощи шлицев. Основной карданный вал имеет два карданных шарнира, что обеспечивает равномерное вращение вала 14 главной передачи, т. е. ведомого элемента карданной передачи. Равномерное вращение его возможно, если углы между валом 12 и валами 9 и 11 равны между собой; вилки, связанные с карданным валом (в данном случае с основным 12), находятся в одной плоскости; оси ведущего, карданного и ведомого валов (т. е. валов 9, 12 и 14) также лежат в одной плоскости.

Из-за неравномерного распределения массы по сечению карданного вала при вращении появляется центробежная сила, изгибающая его в поперечной плоскости. Так как он вращается неравномерно, то центробежная сила, изменяясь по величине, вызывает поперечные колебания вала. При определенной (критической) частоте вращения $n_{кр}$ его прогиб возрастает настолько, что вал разрушается. Для повышения $n_{кр}$ карданный вал нужно изготовлять из толстостенной трубы большого диаметра и делать как можно меньшей длины. У современных карданных передач $n_{кр}$ в 1,2—2,0 раза больше максимальной частоты вращения их вала,

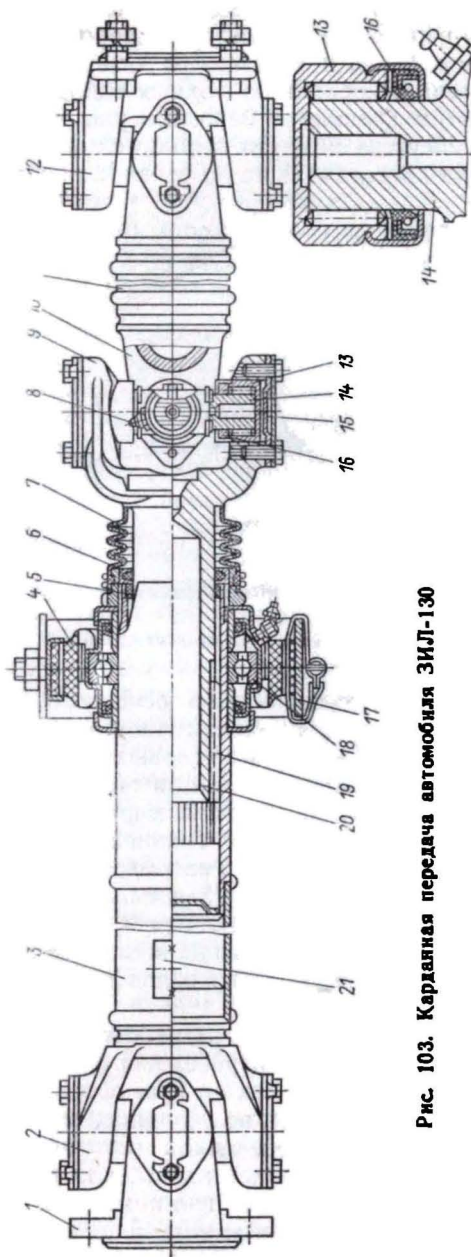


Рис. 103. Карданная передача автомобиля ЗИЛ-130

а наибольший дисбаланс не превышает 0,15—0,20 Н·см (1 Н·см у карданных передач автомобилей большой грузоподъемности).

Карданная передача автомобиля ЗИЛ-130 (рис. 103), выполненная по рассмотренной выше схеме, включает в себя карданные шарниры 2, 9 и 12, промежуточный 3 и основной 11 карданные валы и промежуточную опору — шарикоподшипник 18.

Карданный шарнир неравных угловых скоростей состоит из ведущей вилки 20, которая с помощью шлицев 19 соединена с промежуточным валом 3, ведомой вилки 10 и соединяющей их между собой крестовины 14. Между цапфами крестовины и вилками для уменьшения трения установлены игольчатые подшипники, стаканы 13 которых от осевых смещений и проворачивания удерживают крышки 15, входящие выступами в торцовые пазы стаканов. Вытеканию смазки из игольчатых подшипников препятствуют резиновые сальники 16, а из шлицевого соединения — резиновый 5 и войлочный 6. Шлицевое соединение, кроме того, защищено от проникновения грязи прорезиненным чехлом 7. Смазку к игольчатым подшипникам нагнетают через масленки 8. Шли-

цевое соединение смазывают при сборке карданной передачи.

Промежуточный 3 и основной 11 карданные валы изготовлены из тонкостенных труб. Спереди к промежуточному валу приварена ведомая вилка переднего карданного шарнира 2, ведущая вилка 1 которого соединена с фланцем на вторичном валу коробки передач. Ведомая вилка среднего и ведущая вилка заднего карданных шарниров приварены к основному карданному валу 11, а ведомая вилка заднего соединена с фланцем на ведущем валу главной передачи. Карданные валы тщательно балансируют. При балансировке к ним приваривают балансировочные пластины 21.

Задним концом промежуточный вал 3 опирается на промежуточную опору — шарикоподшипник 18, который расположен в резиновой подушке 4, укрепленной болтами вместе с кронштейном 17 опоры на поперечине рамы автомобиля. Резиновая подушка 4 гасит вибрации и уменьшает нагрузки на промежуточный вал, вызванные неточностью установки опоры и деформациями рамы.

§ 75. Карданные передачи с карданными шарнирами равных угловых скоростей

Шариковые карданные шарниры. Наибольшее распространение получили шариковые карданные шарниры равных угловых скоростей с делительными канавками (рис. 104, а) и делительным рычажком (рис. 105). Принцип их действия состоит в том, что при передаче крутящего момента под углом рабочие шарики шарниров располагаются в биссекторной плоскости АА, делящей угол между валами пополам (рис. 104, б), что обеспечивает равномерное вращение ведомого вала.

В шариковом карданном шарнире с делительными канавками (рис. 104, а) вилки 1 и 5 имеют по четыре делительные канавки 2 и 4, средние линии которых представляют собой окружности с одинаковыми радиусами и центрами O_1 и O_2 , равноудаленными от центра шарнира O . При сборке шарнира в канавки вилок, расположенных под прямым углом, закладывают четыре рабочих шарика 3. Предварительно между вилками устанавливают центрирующий шарик 6 на штифт 8, который входит в отверстия шарика 6 и одной из вилок; от осевых смещений штифт 8 удерживается штифтом 7. Так как рабочие шарики 3 расположены симметрично относительно центра шарнира, то при передаче крутящего момента под углом центры шариков 3 описывают окружности, которые находятся в биссекторной плоскости (рис. 104, б), при этом в передаче момента участвуют только два шарика. Шарнир может передавать момент под углом, достигающим 40° .

К преимуществам карданного шарнира этого типа следует отнести больший КПД, чем у кулачкового шарнира, что увеличи-

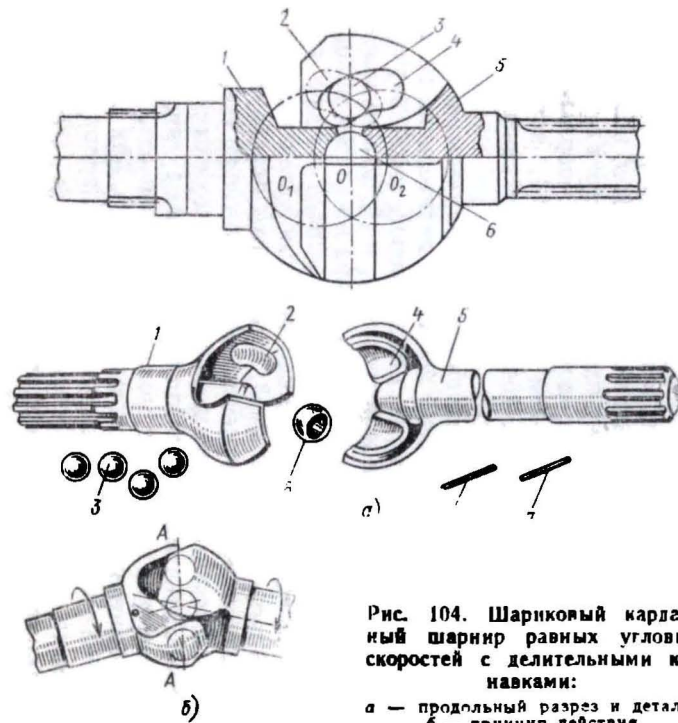


Рис. 104. Шариковый карданный шарнир равных угловых скоростей с делительными канавками:

а — продольный разрез и детали.
б — принцип действия

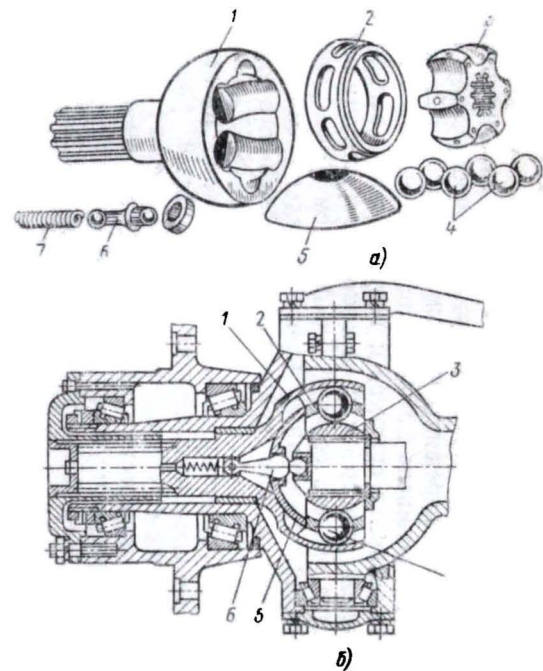


Рис. 105. Карданная передача с шариковым карданным шарниром равных угловых скоростей с делительным рычажком:

а — детали шарнира; б — продольный разрез

ваит его срок службы. Однако он сложнее и дороже кулачкового шарнира.

В шариковом карданном шарнире с делительным рычажком в передаче крутящего момента участвуют все шарики, что уменьшает контактные напряжения и увеличивает срок службы шарнира. Детали карданного шарнира этого типа показаны на рис. 105, а, а его расположение в приводе ведущего управляемого колеса — на рис. 105, б. Детали шарнира расположены в чашке 1, имеющей на внутренней поверхности шесть меридиональных сферических канавок. Такие же канавки сделаны в обойме 3,



Рис. 106. Сдвоенный кулачковый карданный шарнир равных угловых скоростей

в шлицованное отверстие которой входит ведущий вал. Делительное устройство, устанавливающее шарики 4 в биссекторной плоскости, состоит из сепаратора 2, в котором они расположены, сферической чашки 5 и делительного рычажка 6. Делительный рычажок сферическими поверхностями входит в гнезда ведущего и ведомого валов и отверстие сферической чашки 5 и пружиной 7 прижимается к ведомому валу. Длины плеч рычажка 6 подобраны так, что при передаче момента под углом рычажок 6 поворачивает сепаратор с шариками на угол, равный половине угла между осями ведущего и ведомого валов, т. е. он устанавливает шарики в биссекторной плоскости. Шарнир может передавать крутящий момент под углом, достигающим 35° .

К преимуществам карданного шарнира этого типа следует отнести передачу крутящего момента всеми шариками шарнира, что повышает его долговечность. Однако он сложнее и дороже карданного шарнира с делительными канавками.

Кулачковый карданный шарнир. Сдвоенный кулачковый шарнир равных угловых скоростей привода ведущего управляемого колеса автомобиля «Урал-375» (рис. 106) состоит из вилок 2 и 6, связанных с наружной 1 и внутренней 7 полуосями, и вставленных в вилки кулаков 3 и 5, в пазы которых входит диск 4, представляющий собой промежуточное звено шарниров.

Кулачковый карданный шарнир проще и дешевле шариковых карданных шарниров, но его КПД ниже, чем у последних.

§ 76. Материалы основных деталей карданной передачи

Скользящие вилки карданных шарниров неравных угловых скоростей изготавливают из сталей 30Х и 40 (ГАЗ) или из стали 45 (ЗИЛ), а приварные — из сталей 40 (ГАЗ) или 35 (ЗИЛ), а затем подвергают закалке т. в. ч. Крестовины штампуют из стали 20Х (ГАЗ) или из сталей 18ХГТ и 20ХГНТР (ЗИЛ). Крестовины, изготовленные из первых двух сталей, цементуют, крестовины из стали 20ХГНТР подвергают нитроцементации. Карданные валы делают из стальных тонкостенных карданных труб (сталь 15А или 20), а их шлицованные наконечники — из стали 30, 40Х или 45Г2.

Контрольные вопросы

1. Для чего предназначена карданная передача автомобиля?
2. По каким признакам и как классифицируют карданные передачи?
3. Какие основные требования предъявляют к карданным передачам?
4. В чем состоят особенности конструкций, преимущества и недостатки карданных передач с карданными шарнирами неравных и равных угловых скоростей?
5. Чем и как обеспечивается равномерное вращение ведомого элемента карданной передачи?
6. Зачем повышают критическую частоту вращения карданного вала?
7. Из каких материалов изготавливают основные детали карданной передачи? Каким видам термообработки подвергают их?

Всего 100 шт. изготовлено
для контроля качества
и проверки работоспособности
и прочности деталей

ВЕДУЩИЙ МОСТ

§ 77. Классификация ведущих мостов и требования к ним

Ведущий мост служит для восприятия сил, действующих между колесами и подвеской, а его механизмы предназначены для передачи крутящего момента от карданного вала к колесам автомобиля.

Ведущие мосты по конструкции делятся на *неразрезные* и *разрезные*. *Неразрезной мост* имеет жесткую конструкцию (цельную или составную). *Разрезной мост* представляет собой шарнирную конструкцию, позволяющую правому и левому колесам катиться независимо одному от другого.

Колеса ведущих мостов автомобилей могут быть только ведущими (задние мосты) либо одновременно ведущими и управляемыми (передние мосты).

Ведущие мосты состоят из главной передачи, дифференциала, привода колес, балки ведущего моста с устройствами для передачи сил от ведущих колес к раме (кузову) автомобиля.

К ведущему мосту предъявляются следующие требования: малые габаритные размеры для создания наибольшего дорожного просвета; малая масса; обеспечение соосности осей колес; легкий съем механизмов моста.

§ 78. Главная передача

Главная передача предназначена для преобразования крутящего момента.

Конструкция главных передач должна обеспечивать необходимое передаточное число, высокий КПД, минимальные габаритные размеры, плавную и бесшумную работу.

В зависимости от типа зубчатой передачи различают *шестеренчатые* и *червячные* главные передачи.

Червячные передачи из-за меньшего, чем у шестеренчатых передач КПД, получили ограниченное применение.

Шестеренчатые главные передачи могут быть одинарными (рис. 107, а) и двойными (рис. 107, б и в).

Одинарные главные передачи. Одинарная главная передача представляет собой пару конических шестерен с криволинейными (чаще круговой формы) зубьями (рис. 108, а) или с гипоидным зацеплением (рис. 108, б). В гипоидных передачах смещение с оси вала шестерни относительно центра зубчатого колеса составляет обычно 50—60 мм. Основное преимущество гипоидных передач по сравнению с коническими — повышенная долговечность передачи при тех же габаритных размерах, так как с увеличением смещения оси вала ведущей шестерни ее размеры, а следовательно,

и прочность зубьев возрастают. При гипоидном зацеплении увеличивается среднее число зубьев, находящихся в зацеплении, что обуславливает более плавную работу передачи. Кроме того, положение оси ведущей шестерни позволяет ниже расположить

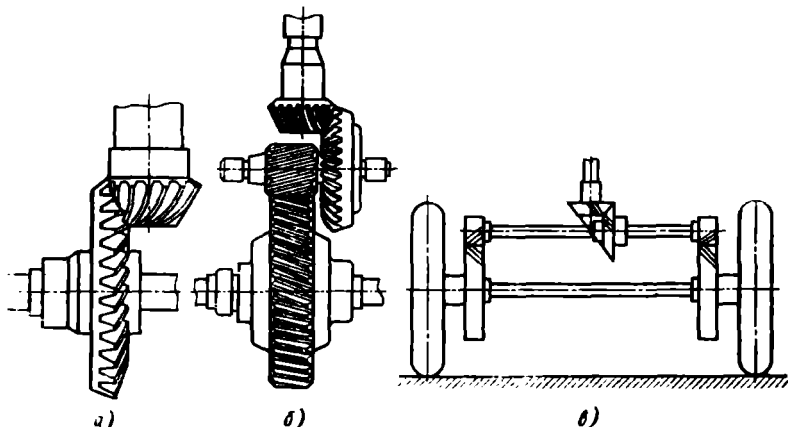


Рис. 107. Схемы шестеренчатых главных передач:
а — одинарные; б — двойная центральная; в — двойная разнесенная.

кузов, а следовательно, и центр тяжести автомобиля, что повышает его устойчивость.

В гипоидных передачах применяются специальные сорта смазки (гипоидные смазки), так как у них относительное скольжение зубьев больше, чем у конических передач.

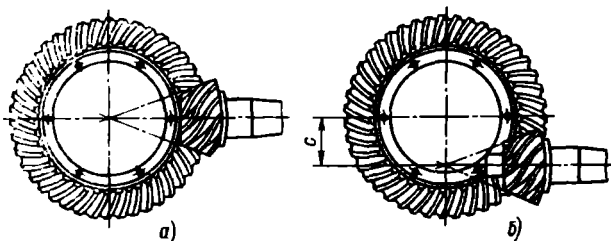


Рис. 108. Схемы одинарной главной передачи с коническими шестернями:
а — с криволинейными зубьями; б — с гипоидным зацеплением

Одинарные главные передачи используются на легковых автомобилях, а также на грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности.

Двойные главные передачи. Двойная главная передача применяется в тех случаях, когда из-за больших габаритных размеров ведомого зубчатого колеса невозможно применить одинарную

коническую передачу. Они могут быть одно- или двухступенчатыми. Двойные главные передачи выполняются в одном картере — центральные (рис. 107, б) или каждая передача отдельно — разнесенные (рис. 107, в). Во втором случае пару цилиндрических шестерен обычно переносят к колесам. Цилиндрические шестерни в двойных главных передачах, как правило, делают с косыми зубьями.

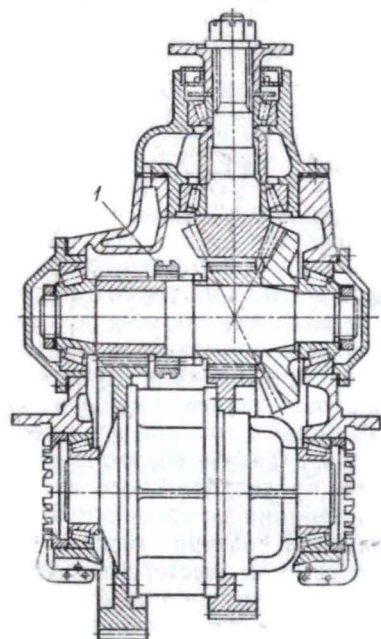


Рис. 109. Двухступенчатая главная передача

На некоторых грузовых автомобилях большой грузоподъемности и высокой проходимости ведущие мосты имеют двухступенчатую передачу (рис. 109), что позволяет расширить диапазон передаточных чисел без применения многоступенчатых коробок передач и дополнительных раздаточных коробок. Низшая передача получается при включении второй ступени главной передачи

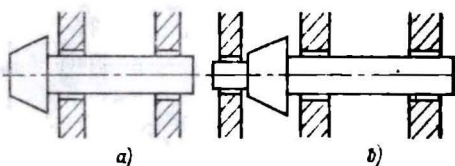


Рис. 110. Схемы расположения опор ведущей конической шестерни главной передачи:

а — с одной стороны шестерни; б — с обеих сторон шестерни

посредством передвижной муфты 1. При этом разгружаются другие механизмы трансмиссии.

Опоры. Опоры — подшипники шестерен главной передачи выбирают из условия получения заданной долговечности и максимальной жесткости конструкции.

Ведущая коническая шестерня главной передачи может монтироваться либо консольно (опоры с одной стороны, рис. 110, а), либо в опорах, расположенных с обеих ее сторон (рис. 110, б). При применении второй схемы конструкция обладает большей жесткостью, но усложняется обработка картера. Она используется в тех случаях, когда через главную передачу передается большой крутящий момент, который может вызвать значительные деформации. Указанная схема получила распространение почти на всех современных грузовых автомобилях, а консольная — на большинстве легковых автомобилей.

Для повышения жесткости главной передачи применяют предварительный натяг подшипников, который производят при ее сборке. Сущность предварительного натяга можно уяснить с помощью схемы на рис. 111. При отсутствии предварительного поджатия пружин 1 и 2 зависимость между осевой силой Q и дефор-

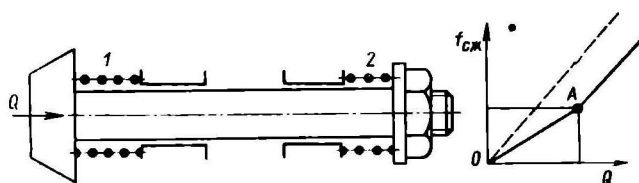


Рис. 111. Схема предварительного натяга подшипников

мацией (сжатием) пружин $f_{см}$ носит линейный характер (штриховая прямая): $Q = cf$ (где c — жесткость одной пружины). Если пружины предварительно несколько поджать, то осевая сила определяется формулой $Q = 2cf$ (сплошная кривая до точки A),

т. е. при наличии предварительного натяга уменьшается деформация при той же осевой силе Q . Таким образом, сущность предварительного натяга подшипника заключается в устранении зазора между его кольцами и шестернями (или роликами) и некоторой деформации элементов подшипника.

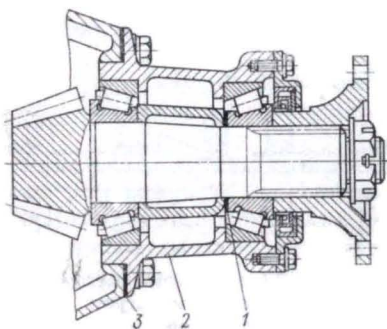


Рис. 112. Расположение прокладок для регулировки зацепления и предварительного натяга подшипников главной передачи

Величина предварительного натяга подшипников в значительной степени влияет на долговечность главной передачи. С увеличением натяга повышается стабильность зацепления зубчатых колес. Однако

чрезмерный натяг вреден, так как он может ухудшить условия работы подшипников и привести в конечном счете к ускоренному износу передачи. Предварительный натяг контролируют по моменту трения в подшипниках, а создают его при помощи регулировочных прокладок 1 (рис. 112), установленных между распорной втулкой и внутренним кольцом подшипника. Зацепление шестерен в процессе эксплуатации регулируют прокладками 3, расположенными под стаканом 2.

§ 79. Классификация дифференциалов и требования к ним

Дифференциал служит для распределения крутящего момента между ведущими колесами и обеспечения их вращения с разными угловыми скоростями.

В зависимости от характера распределения крутящего момента дифференциалы делят на *симметричные*, *несимметричные* и *самоблокирующиеся*.

По конструкции передач различают дифференциалы *шестеренчатые*, *кулачковые*, *червячные* и *с механизмом свободного хода*.

Дифференциал должен обладать высоким КПД и малой массой; работа его должна быть бесшумной.

§ 80. Кинематика и динамика дифференциалов

Дифференциал (рис. 113) представляет собой планетарный механизм и состоит из ведущего звена (корпуса) 1, сателлитов 2, полуосевых шестерен 3 и 4, которые соединены с ведущими колесами или посредством карданных валов с главными передачами ведущих мостов.

При вращении корпуса дифференциала с угловой скоростью ω_d левая и правая полуосевые шестерни могут вращаться с угловыми скоростями ω_l и ω_n . Передаточное число дифференциала определяется по следующей формуле:

$$-u_d = \frac{\omega_l - \omega_d}{\omega_n - \omega_d};$$

отсюда

$$\omega_l + u_d \omega_n = (1 + u_d) \omega_d. \quad (264)$$

Для дифференциалов, у которых $u_d = 1$, т. е. полуосевые шестерни имеют одинаковый диаметр и равное число зубьев, уравнение (264) принимает вид

$$\omega_l + \omega_n = 2\omega_d \quad (265)$$

Такие дифференциалы называются *симметричными*.

Дифференциалы, у которых $u_d \neq 1$, называются *несимметричными*, у них полуосевые шестерни имеют разные диаметры и разное число зубьев.

Из условия равновесия моментов, приложенных к дифференциалу, можно записать

$$M_d = M_l + M_n, \quad (266)$$

где M_d и M_n — крутящие моменты, передаваемые на левое и правое колеса моста.

Из условия равенства мощности, подведенной к дифференциалу, и мощности, отведенной от него, имеем

$$N_l + N_n = N_d - N_{тр}$$

или

$$M_d \omega_d + M_n \omega_n = M_d \omega_d - M'_{тр} \omega_d, \quad (267)$$

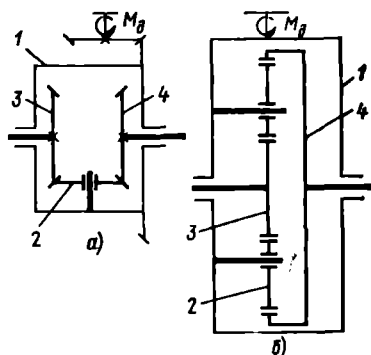


Рис. 113. Дифференциалы:

а — симметричный; б — несимметричный; 1 — корпус; 2 — сателлиты; 3 и 4 — полуосевые шестерни

где $N_{\text{л}}$ и $N_{\text{п}}$ — мощности, подводимые к левому и правому колесам моста; $M'_{\text{тр}}$ — часть крутящего момента, теряемая на трение в дифференциале.

Пользуясь выражениями (264), (266) и (267), найдем

$$M_{\text{л}} = \frac{M_{\text{д}} - M'_{\text{тр}}}{1 + u_{\text{д}}}; \quad M_{\text{п}} = \frac{u_{\text{д}} M_{\text{д}} + M'_{\text{тр}}}{1 + u_{\text{д}}}.$$

В обычных дифференциалах момент $M'_{\text{тр}}$ мал по сравнению с моментом $M_{\text{д}}$ и почти не влияет на распределение крутящего момента.

Таким образом, условием принадлежности дифференциала к тому или иному типу по характеру распределения крутящего момента можно считать:

для симметричных дифференциалов ($u_{\text{д}} = 1$)

$$M_{\text{л}} = M_{\text{п}} = M_{\text{д}}/2;$$

для несимметричных дифференциалов ($u_{\text{д}} \neq 1 = \text{const}$)

$$M_{\text{л}} = M_{\text{д}}/(1 + u_{\text{д}}); \quad M_{\text{п}} = u_{\text{д}} M_{\text{д}}/(1 + u_{\text{д}}).$$

Распределение крутящего момента симметричным дифференциалом поровну между ведущими колесами является положительным свойством при движении автомобиля по дороге с высоким коэффициентом φ . При этом уменьшается нагруженность привода колес, снижается износ шин и расход топлива и не создается момент сопротивления повороту вследствие симметричности приложения сил. Однако проходимость автомобиля с симметричным дифференциалом ухудшается, когда одно из колес попадает на участок дороги с низкими сцепными качествами. Крутящий момент на этом колесе уменьшается до значения, ограниченного коэффициентом сцепления колеса с дорогой. Такой же крутящий момент действует и на колесо, находящееся на участке с высоким коэффициентом сцепления. Если суммарного момента будет недостаточно для движения автомобиля, то колесо, попавшее на участок дороги с низкими сцепными качествами, начнет буксовать, т. е. вращаться быстрее корпуса дифференциала (забегающее колесо). Для устранения этого недостатка применяют блокировку дифференциала.

Механизм блокировки дифференциала, повышающий проходимость автомобиля, обуславливает вращение ведущих колес с одинаковыми угловыми скоростями, что позволяет полностью использовать сцепной вес ведущего моста. При ограниченном увеличении силы тяги на буксующем ведущем колесе применяют *самоблокирующиеся дифференциалы*. Дифференциалы, в которых самоблокировка осуществляется вследствие увеличения внутреннего трения, называются *дифференциалами с повышенным внутренним трением*.

§ 81. Конструктивные схемы дифференциалов

Шестеренчатые дифференциалы. Шестеренчатые дифференциалы, имеющие обычно малое внутреннее трение, выполняются симметричными с коническими шестернями (рис. 114, *а*), несимметричными с коническими (рис. 114, *б*) или с цилиндрическими (рис. 114, *в*) шестернями.

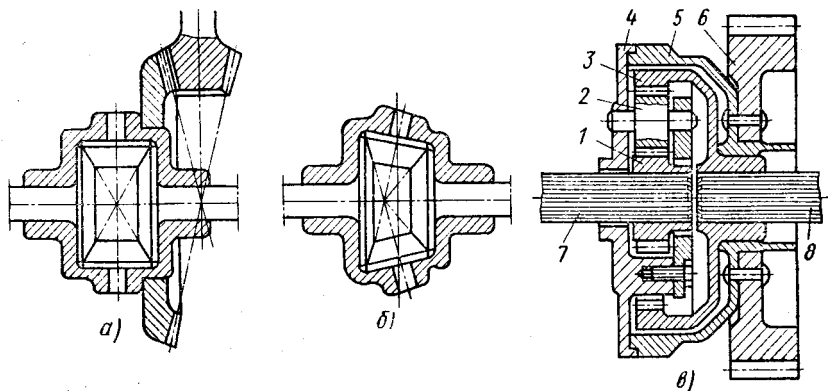


Рис. 114. Шестеренчатые дифференциалы

У несимметричного дифференциала, показанного на рис. 114, *в* сила от шестерни 6 передается через корпус 5 и крышку 4 к осям сателлитов 2, затем через сателлиты к полуосевым шестерням 1 и 3, а от них к валам 7 и 8.

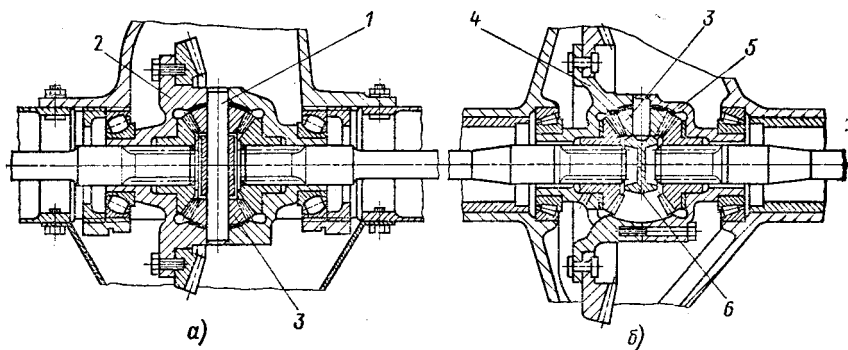


Рис. 115. Симметричные конические дифференциалы

Симметричные дифференциалы в зависимости от передаваемой силы выполняются с двумя, тремя или четырьмя сателлитами.

В дифференциале с двумя сателлитами 3 последние устанавливаются на оси 1, которая вставляется в корпус 2 дифференциала и закрепляется в нем (рис. 115, *а*). При трех или четырех сателли-

тах они надеваются на крестовину 6, зажимаемую между половинами 4 и 5 корпусов дифференциала (рис. 115, б). Полуосевые шестерни центрируются в корпусе дифференциала хвостовиками и соединяются с полуосями при помощи шлицев.

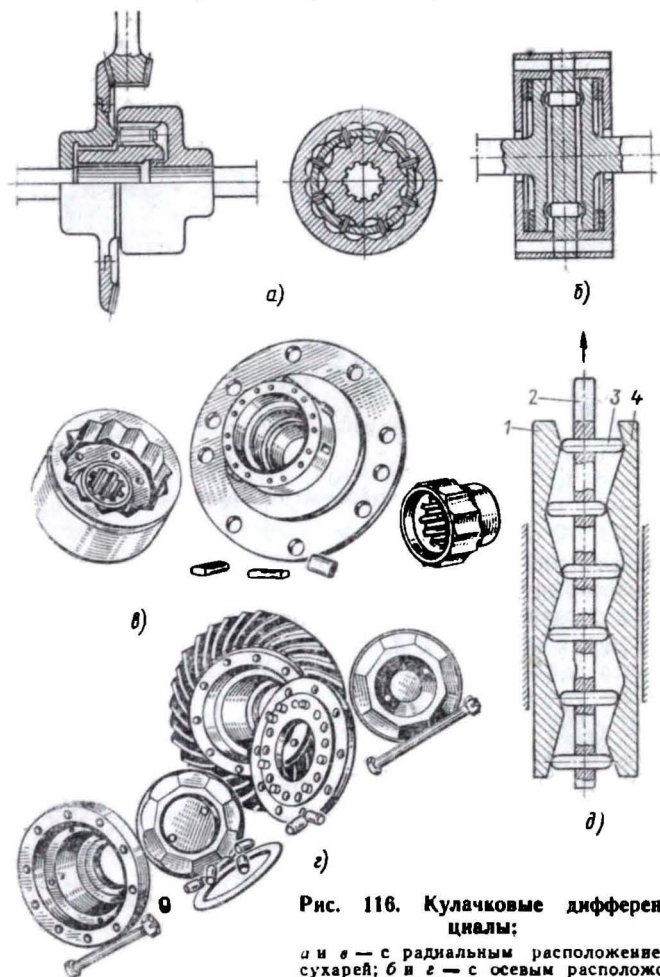


Рис. 116. Кулачковые дифференциалы;

а и б — с радиальным расположением сухарей; в и г — с осевым расположением сухарей; г — схема работы кулачкового дифференциала

Симметричные дифференциалы устанавливают, как правило, в качестве межколесных дифференциалов, а несимметричные дифференциалы — в качестве межосевых (межмостовых), распределяющих крутящий момент пропорционально сцепным весам, приходящимся на мосты.

Кулачковые дифференциалы. Эти дифференциалы относятся к дифференциалам с повышенным внутренним трением; по способу

расположения сухарей делятся на радиальные (рис. 116, а) и осевые (рис. 116, б).

Принцип работы кулачкового дифференциала показан на рис. 116, д. Рейки 1 и 4 с выступами заменяют в этой схеме кулачковые шайбы полуосей. Сухари 3 вставлены в обойму 2, связанную с корпусом дифференциала и являющуюся его ведущим элементом. Если передвигать обойму 2, то сухари 3, упираясь концами в соответствующие выступы реек, начнут их перемещать. Когда оба ведущих колеса испытывают одинаковое сопротивление, угловые скорости обоймы и кулачковых шайб одинаковы.

Если одна из реек (колесо) будет испытывать большее сопротивление, чем другая, то она будет стремиться перемещаться медленнее, чем обойма 2. При этом она будет толкать своим выступом сухарь 3 в сторону другой рейки, ускоряя ее движение. Одновременно рабочие поверхности сухарей скользят относительно поверхностей реек. Возникающие силы трения между сухарями и поверхностями выступов увеличивают тангенциальную составляющую реакции от действия обоймы на отстающей рейке и уменьшают на забегающей. Вследствие этого момент на отстающем колесе возрастает, а на забегающем уменьшается.

Число выступов на обеих рейках (а следовательно, и число кулачков на шайбах полуосей) не должно быть одинаковым. Обычно число сухарей в кулачковом дифференциале делают кратным сумме кулачков.

Кулачковые дифференциалы отличаются большим коэффициентом блокировки, что обуславливает высокую проходимость автомобиля практически в любых условиях эксплуатации.

Червячный дифференциал. По кинематической схеме червячный дифференциал подобен коническому симметричному дифференциалу. Вместо конических полуосевых шестерен у червячного дифференциала на шлицы полуосей надеты червячные шестерни, связь которых с корпусом дифференциала осуществляется червячными сателлитами и червяками. Соответствующим подбором угла наклона винтовой линии червяка можно получать дифференциалы с различными коэффициентами блокировки. Основным недостатком червячных дифференциалов — сложность конструкции.

Дифференциал с муфтой свободного хода. Дифференциалы с повышенным трением, имеющие механизм свободного хода, называются *самоблокирующимися дифференциалами*. В качестве

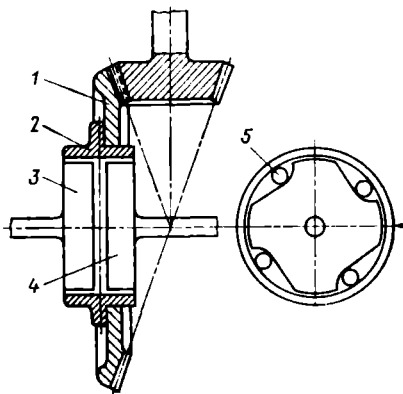


Рис. 117. Схема самоблокирующегося дифференциала роликового типа

примера на рис. 117 показана принципиальная схема самоблокирующегося дифференциала роликового типа.

Ведомая шестерня 1, связана с коробкой 2 дифференциала, имеющей профилированные канавки, в которых расположены два ряда роликов 5 с отдельными сепараторами. На шлицы полуосей надеты диски 3 и 4. Профиль канавок подобран таким образом, что при перекачивании от середины канавки к краю ролики заклиниваются между поверхностями дисков и канавки. Если автомобиль движется прямолинейно, то заклиниваются оба ряда роликов и оба колеса являются ведущими.

Когда колеса автомобиля должны вращаться с разными угловыми скоростями, ролики забегавшего колеса перемещаются от края канавок к их середине, вследствие этого крутящий момент не передается забегавшему колесу и оно может вращаться с угловой скоростью, превышающей угловую скорость коробки дифференциала.

§ 82. Привод к ведущим колесам автомобиля

Привод колес служит для передачи крутящего момента от дифференциала к ведущим колесам автомобиля.

В неразрезных мостах для этой цели служат полуоси. В зависимости от испытываемой нагрузки, обусловливаемой конструк-

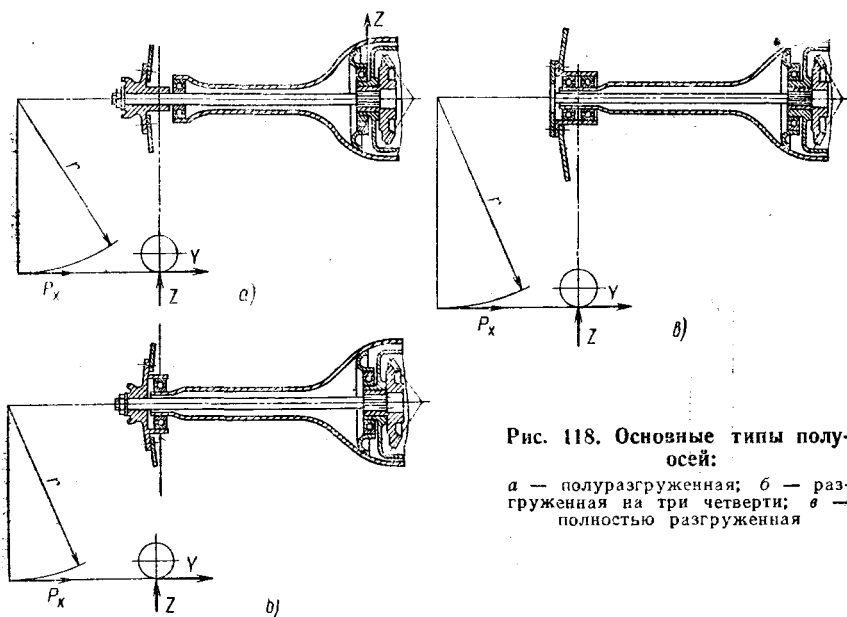


Рис. 118. Основные типы полуосей:

а — полуразгруженная; б — разгруженная на три четверти; в — полностью разгруженная

цией внешней опоры, полуоси бывают трех типов: *полуразгруженные*, *разгруженные на три четверти* и *полностью разгруженные*.

Внешний конец полуразгруженной полуоси (рис. 118, а) опирается непосредственно на шарикоподшипник, укрепленный на балке ведущего моста. При этом полуось испытывает изгиб от силы тяжести и толкающей силы P_x , действующих в двух взаимно перпендикулярных направлениях, изгиб от боковых сил Y и кручение от момента $P_x r$.

Внешний конец на три четверти разгруженной полуоси (рис. 118, б) закреплен на ступице колеса и опирается на балку ведущего моста через шарикоподшипник, установленный между ступицей и балкой. При этом полуось работает на кручение под действием момента $P_x r$ и частично на изгиб при наличии боковой силы Y .

Внешний конец полностью разгруженной полуоси (рис. 118, в) опирается на два радиально-упорных подшипника, установленных между ступицей колеса и балкой ведущего моста. При этом боковая сила Y , приложенная к колесу, создает радиальную нагрузку на подшипники, не вызывая их перекоса. Таким образом, полностью разгруженная полуось работает только на кручение.

На автомобилях с небольшой полной массой (на легковых и грузовых автомобилях малой грузоподъемности) обычно применяются полуразгруженные полуоси, а на автомобилях с большой полной массой (на грузовых автомобилях средней и большой грузоподъемности и на автобусах) — полностью разгруженные полуоси.

§ 83. Ведущий управляемый мост

Особенность переднего ведущего моста автомобилей высокой проходимости состоит в том, что его передние колеса одновременно являются и ведущими и управляемыми. Вследствие этого в ведущий мост вводятся дополнительные устройства, которые дают возможность передавать силу на управляемые колеса при изменении плоскости их вращения.

Главная передача 1 (рис. 119) и дифференциал 2 имеют такую же конструкцию, как и главная передача и дифференциал заднего ведущего моста. Кроме того, в привод к передним колесам входят полуоси 3, карданные шарниры 4 и приводные валы 5 колес.

Карданный шарнир 4 равных угловых скоростей передает равномерное вращение с полуоси 3 на приводной вал 5 колеса при

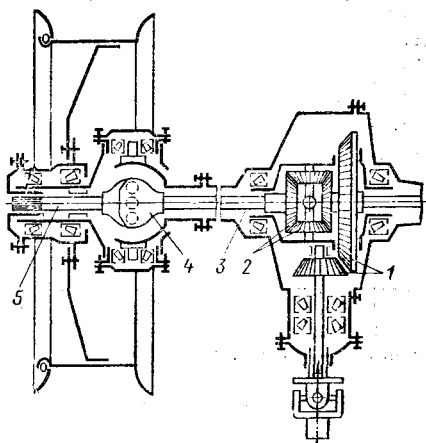


Рис. 119. Схема переднего ведущего моста

значительных углах между ними и различных положениях колеса во время поворота автомобиля. Простой карданный шарнир в этом случае применять нельзя, так как он не обеспечивает равномерного вращения приводного вала

§ 84. Балка ведущего моста*

По способу изготовления балки ведущих мостов могут быть штампованными или литыми, а по конструкции — цельными или составными.

Цельные штампованные балки ведущих мостов прямоугольного или трубчатого сечения состоят из двух штампованных из листовой стали половин. Штампованные сварные балки обладают достаточной жесткостью и прочностью, по сравнению с литыми балками имеют малую массу, невысокую стоимость изготовления.

На автомобилях большой грузоподъемности (МАЗ, КрАЗ, «Урал») применяются цельные литые (из ковкого модифицированного чугуна или стальные) балки мостов. В полуосевые рукава этих балок запрессовывают трубы из легированной стали, на концах которых устанавливаются ступицы колес. Такие балки имеют большие габаритные размеры и массу, но обладают высокой прочностью и жесткостью.

Составные балки мостов (автомобили ГАЗ-21, «Волга», ГАЗ-63) отливаются из ковкого чугуна. Картер этих балок состоит из двух частей (разъем в продольной вертикальной плоскости), в каждую из которых запрессовывают стальные полуосевые рукава. Составные балки при меньшей массе имеют более высокую прочность, чем литые. Недостатками такой конструкции являются трудоемкость изготовления и зависимость жесткости конструкции от надежности соединений частей балки.

§ 85. Упрощение обслуживания ведущих мостов и материалы для их деталей

Упрощение обслуживания. В настоящее время основными операциями по обслуживанию ведущих мостов автомобилей являются подтягивание наружных креплений, смазка механизмов, а также регулировка подшипников и зацепления шестерен. Для упрощения обслуживания ведущих мостов стремятся создавать конструкции, которые имеют минимальное число точек смазки и которые дают возможность автомобилю длительное время работать без регулирования зазоров в зубчатых передачах и подшипниках. Уменьшение числа точек смазки достигается закладыванием при сборке в соответствующие узлы смазок с высокими механическими свойствами.

Стали, применяемые для изготовления деталей главных передач, дифференциалов и полуосей должны обладать высокой статической и усталостной прочностью, хорошо обрабатываться реза-

нием и прокаливаться. Кроме того, они должны быть мало чувствительными к концентраторам напряжений, устойчивыми против коррозии и не содержать в значительных количествах дорогих легирующих элементов.

Материалы. Малонагруженные шестерни главных передач выполняют из хромомарганцевых сталей 20ХГР и др.

Для изготовления высоконагруженных шестерней главных передач, полуосей, шестерен и крестовин дифференциалов применяют хромоникелевые (20ХН2М, 15ХГН2ТА и др.) и безникелевые (20ХГРА, 18ХГТА) стали хорошей прокаливаемости с высокими механическими свойствами.

Для отливок деталей, воспринимающих динамические нагрузки (корпуса дифференциалов, картеры главных передач, балки ведущих мостов и т. п.), используется ковкий чугун (КЧ 35-10, КЧ 35-12, КЧ 35-13). Картеры задних мостов грузовых автомобилей высокой грузоподъемности отливают из сталей 35Л, 40Л, 45Л.

Контрольные вопросы

1. В чем преимущество главных передач с гипоидными коническими шестернями по сравнению с главными передачами с коническими шестернями, имеющими криволинейные зубья?
2. В чем сущность регулировки подшипников главной передачи с предварительным натягом?
3. В чем смысл блокировки дифференциала?
4. По какому признаку и на какие типы делятся полуоси?

Глава XVI

ПОДВЕСКА

§ 86. Классификация подвесок и требования к ним

Подвеска служит для упругого соединения рамы или кузова о мостами (колесами) автомобиля, она уменьшает динамические нагрузки на несущую систему и колеса и обеспечивает затухание колебания кузова и колес.

Подвески автомобилей состоят из направляющих устройств, упругих элементов и устройств, гасящих колебания.

Направляющее устройство определяет кинематику движения колес и передает на раму (кузов) силу тяги, тормозную и боковую силы, а также их реактивные моменты.

Упругие элементы смягчают вертикальные динамические нагрузки, возникающие при движении автомобиля по неровной дороге. Уменьшение этих нагрузок улучшает плавность хода автомобиля.

Гасящее устройство (амортизатор) в совокупности с трением в подвеске обеспечивает гашение колебаний кузова и колес автомобиля.

Для уменьшения бокового крена автомобиля на поворотах в подвеску часто вводится дополнительный упругий элемент — *стабилизатор*.

По типу направляющего устройства подвески делятся на **зависимые** и **независимые**.

Зависимой называется подвеска, при которой перемещение одного колеса, вызванное неровностями дороги, непосредственно вызывает перемещение другого колеса.

Независимой называется такая подвеска, при которой каждое колесо данного моста перемещается самостоятельно, независимо от другого.

По типу упругого элемента различают подвески с металлическими упругими элементами (рессорные, пружинные, торсионные), пневматические и гидропневматические подвески.

К подвеске автомобилей предъявляются следующие основные требования: обеспечение высокой плавности хода на дорогах с ровной и твердой поверхностью; возможность движения автомобиля с предельной скоростью на неровных дорогах; малые изменения траекторий качения управляемых колес при движении автомобиля по неровным дорогам и на поворотах; обеспечение хороших устойчивости и проходимости автомобиля; быстрое затухание колебаний кузова и колес; минимальная масса неподрессоренных частей и удобство компоновки.

§ 87. Зависимая подвеска

Наибольшее распространение в автомобилестроении получили зависимые подвески — *рессорные* и *пружинные*.

Рессорная подвеска. Рессорная зависимая подвеска состоит из рессоры и узлов крепления. Упругие элементы располагаются вдоль автомобиля. Рессорные подвески выполняются на полуэллиптических или на кантилеверных рессорах. Полуэллиптическая рессора (рис. 120, а) опирается в середине на неподдресоренную часть автомобиля, а концами шарнирно связана с его поддресоренной частью. Кантилеверная рессора (рис. 120, б) одним

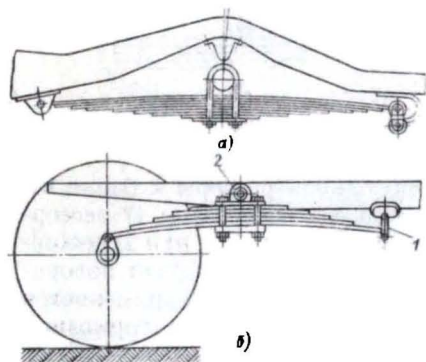


Рис. 120. Рессорные зависимые подвески:

а — с полуэллиптической рессорой; б — с кантилеверной рессорой

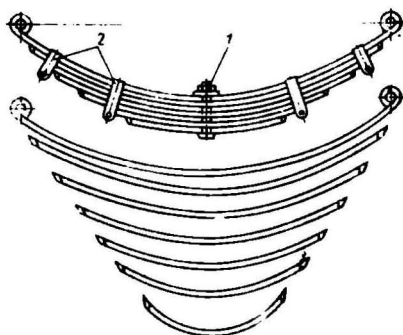


Рис. 121. Рессора

концом при помощи шарнира опирается на неподдресоренную часть автомобиля, а с его поддресоренной частью соединяется другим концом через серьгу 1 и в середине посредством качающегося башмака 2.

Листы рессоры при сборке стягивают центральным болтом 1 (рис. 121). В некоторых конструкциях рессору стягивают стремьями 2 непосредственно при ее креплении к мосту автомобиля.

При сравнительно небольших нагрузках на рессору (легковые автомобили) ее ушко образуется одним коренным листом (рис. 122, а), а следующий лист для уменьшения жесткости рессоры делают короче коренного. При больших нагрузках ушко рессоры часто усиливают вторым листом, который загибают почти до вертикальной оси ушка (рис. 122, б) или даже по всей его окружности, оставляя зазор между листами, необходимый для деформации рессоры (рис. 122, в). При этом коренной лист не испытывает изгиба и передает только толкающую силу.

Чем больше число листов в рессоре, тем она при данной нагрузке получается мягче. Для того чтобы рессорные листы не сдвигались в бок один относительно другого применяют U-образ-

ные хомутики 1 (рис. 123, а), рессорные листы специального профиля (рис. 123, б).

Рессорные листы перед сборкой смазывают для уменьшения трения между ними. Иногда для лучшего удержания смазки рессоры заключают в чехлы.

В грузовых автомобилях, у которых разница в нагрузке на рессору при езде с грузом и без него велика, применяют подрессорники. Подрессорник 1 располагают либо сверху основной рессоры (рис. 124, а), либо снизу (рис. 124, б).

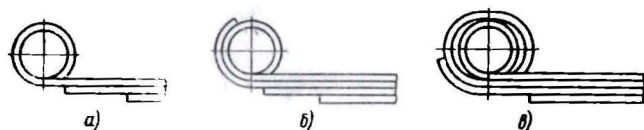


Рис. 122. Конструкция рессорного ушка

Крепление полуэллиптической продольной рессоры к балке ведущего моста может осуществляться двумя способами: 1) рессорная подушка 1 жестко крепится к балке 2 (рис. 125, а) и 2) рессорная подушка свободно устанавливается на балке и может поворачиваться относительно нее (рис. 125, б). Первый способ применяется в том случае, когда рессора передает реактивный и тормозной моменты; второй — когда рессора разгружена от передачи моментов.

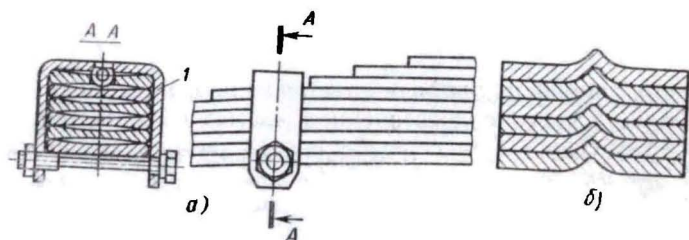


Рис. 123. Схемы крепления листов рессоры

Концы рессор крепятся к раме шарнирами и серьгами. Для того чтобы рессора могла свободно деформироваться, при нагрузке один конец ее всегда соединяется с рамой через серьгу.

К недостаткам листовых рессор следует отнести большую массу и недостаточную долговечность, обусловленную большими напряжениями, возникающими в листах при длительной нагрузке.

Основное преимущество листовых рессор — простота конструкции и обслуживания. Кроме того, наличие межлистового трения в рессоре позволяет не устанавливать амортизаторов, что используется в тех случаях, когда главными требованиями являются простота конструкции подвески и ее малая стоимость.

В легковых автомобилях и в грузовых автомобилях средней грузоподъемности наибольшее применение получила рессорная подвеска ведущего моста с передачей всех сил через рессору. В грузовых автомобилях большой грузоподъемности и в автобусах

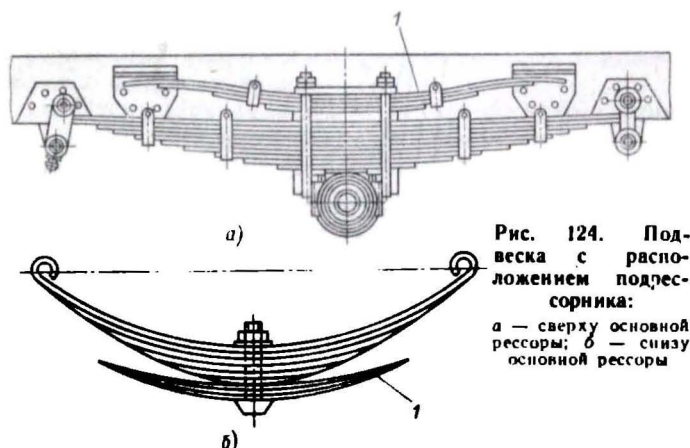


Рис. 124. Подвеска с расположением подрессорника:

а — сверху основной рессоры; б — снизу основной рессоры

рессора обычно разгружена от передачи толкающих сил, которые передаются через специальную толкающую штангу.

Пружинная подвеска. Пружинная зависимая подвеска применяется главным образом для задних ведущих мостов легковых авто-

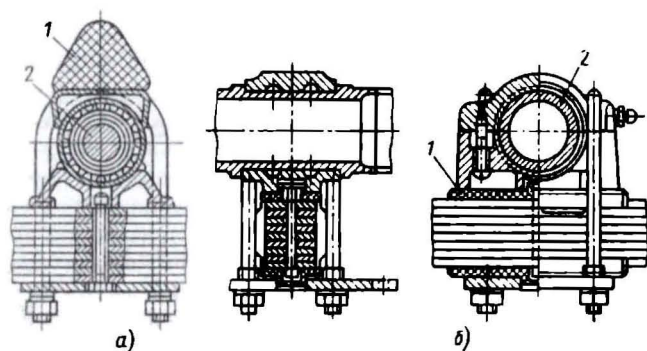


Рис. 125. Крепление продольной рессоры и балке ведущего моста:

а — жесткое; б — свободное

мобилей (рис. 126). В ее конструкцию входит амортизатор 1, так как колебания пружины 2 затухают медленно.

В пружинные зависимые подвески ведущих мостов обычно вводятся продольные и поперечные реактивные штанги, которые передают толкающие, тормозные и боковые силы от колес через балку на кузов. Реактивные штанги являются направляющим устрой-

ством в такой подвеске. Примером пружинной подвески может служить подвеска автомобилей «Жигули».

Пружины по сравнению с листовыми рессорами обладают большей удельной энергоемкостью, а следовательно, мень-

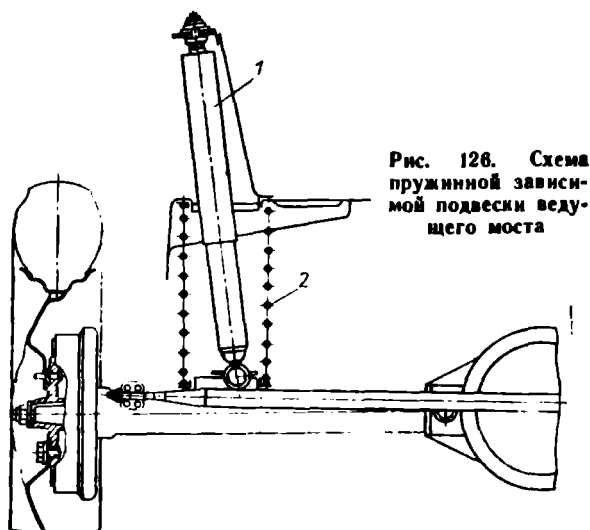


Рис. 126. Схема пружинной зависимой подвески ведущего моста

шей массой, значительной долговечностью и простотой изготовления.

Основной недостаток пружинной подвески — необходимость установки отдельных направляющих и гасящих устройств.

§ 88. Независимая подвеска

Независимые подвески получили широкое распространение для передних управляемых колес легковых автомобилей. В качестве упругого элемента в этих подвесках обычно применяют пружины.

Независимая подвеска имеет следующие преимущества по сравнению с зависимой: лучшая приспособляемость каждого колеса в отдельности к неровностям дороги (разрезной мост); большая мягкость передней подвески и меньшая склонность передних управляемых колес к шимми (т. е. к угловому колебанию их около шкворней).

При независимой подвеске передних колес легче обеспечить необходимый динамический прогиб подвески, а следовательно, и увеличить ее мягкость. Кроме того, при независимой подвеске уменьшается (в некоторых конструкциях исключается) угол наклона плоскости вращения переднего колеса при его подъеме и опускании. Вследствие этого снижается склонность переднего моста к колебанию его около продольной оси автомобиля и умень-

шается (или полностью устраняется) гироскопический момент, вызывающий шимми.

Применение независимой подвески передних управляемых колес автомобиля незначительно увеличивает его стоимость, а применение независимой подвески задних ведущих мостов существенно усложняет и удорожает конструкцию. Поэтому современные легковые автомобили имеют независимую подвеску передних колес и зависимую подвеску задних.

По характеру вертикальных перемещений колеса независимые подвески делятся на следующие: с перемещением колеса в поперечной плоскости; в продольной плоскости, в двух плоскостях (продольной и поперечной) и свечные.

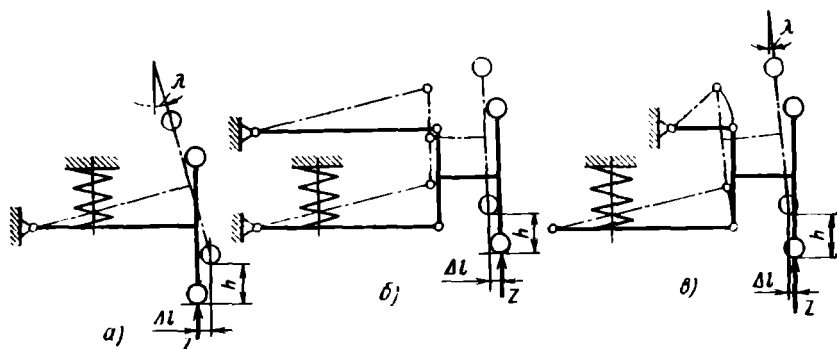


Рис. 127. Кинематика подвески с перемещением колеса в поперечной плоскости

Подвески с перемещением колеса в поперечной плоскости. Эти подвески выполняются на одном или двух поперечных рычагах равной или разной длины (одно- и двухрычажные подвески).

При независимой *однорычажной* подвеске (рис. 127, а) подъем h колеса сопровождается наклоном плоскости его вращения на угол λ и изменением колес на величину Δl . При изменении угла λ во время подъема и опускания колеса возникает гироскопический момент, который может вызвать колебания колес вокруг шкворней.

Независимая *двухрычажная* подвеска с *рычагами равной длины* (рис. 127, б) полностью исключает наклон плоскости вращения колеса. Однако изменение колес Δl в этом случае может быть значительным, что повышает износ шин и уменьшает боковую устойчивость колеса.

Независимая *двухрычажная* подвеска с *рычагами разной длины* (рис. 127, в) обеспечивает небольшой угол λ наклона плоскости вращения колеса при его максимальном подъеме h . Возникающий при этом небольшой гироскопический момент «гасится» моментом сил трения в подвеске, а некоторое изменение колес Δl компенсируется упругостью шины, вследствие чего износ ее протектора не превышает нормальный.

Подвеска с перемещением колеса в двух плоскостях. Перемещение колеса в двух плоскостях (продольной и поперечной) возможно при независимых подвесках, в которых рычаги 1 расположены наклонно (рис. 128). При этом ось качания рычагов может пересекать продольную ось автомобиля сзади оси колес или впереди нее. Наклонное расположение рычагов позволяет вынести двигатель больше вперед, что важно при его значительной длине. Кроме того, при этом уменьшаются «клевки» кузова при резком торможении автомобиля

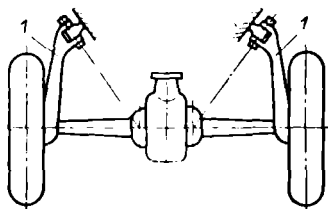


Рис. 128. Схема независимой подвески с перемещением колеса в продольной и поперечной плоскостях

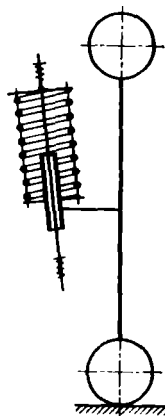


Рис. 129. Схема свечной подвески

Свечная подвеска. На рис. 129 показана схема независимой свечной подвески. При применении этой подвески углы установки шкворня не меняются при перемещениях колеса. Кроме того, при повороте автомобиля колеса и кузов наклоняются на одинаковый угол, что повышает устойчивость автомобиля.

В свечных подвесках при вертикальных перемещениях колеса вдоль относительно шкворня колея и база автомобиля изменяются незначительно. Однако применение свечных подвесок в автомобиле ограничивается неудобством компоновки.

Подвеска с качанием колеса в продольной плоскости. В подвеске с качанием колеса в продольной плоскости сохраняется постоянство колеи при некотором изменении базы автомобиля. Однако такие подвески обладают недостаточной жесткостью конструкции (особенно боковой). Поэтому их применяют в основном на малолитражных автомобилях.

Стабилизатор. В подвесках легковых автомобилей и автобусов для уменьшения бокового крена и повышения устойчивости движения применяются стабилизаторы поперечной устойчивости (рис. 130).

Круглый стержень 1 стабилизатора, изготовленный из пружинной стали, средней частью крепится на раме 2 или кузове, а концами 3 шарнирно соединяется с мостом 4 или рычагами подвески.

При боковых кренах и поперечных угловых колебаниях кузова автомобиля стержень закручивается и часть нагрузки с одного колеса передается на другое, что уменьшает крен кузова.

§ 89. Упругая характеристика подвески

Упругая характеристика подвески представляет собой зависимость вертикальной нагрузки на колесо от деформации подвески, измеренной над осью колеса. Примерный вид упругой характеристики подвески показан на рис. 131

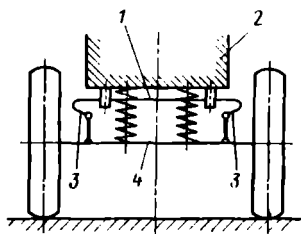


Рис. 130. Схема стабилизатора поперечной устойчивости

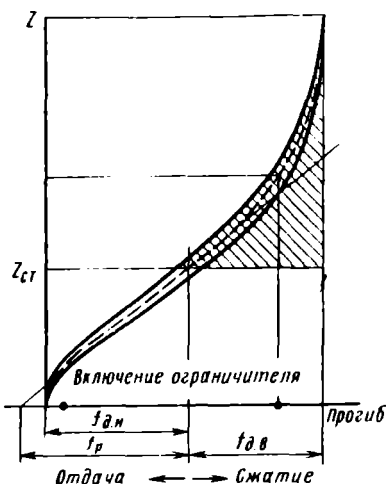


Рис. 131. Упругая характеристика подвески автомобиля

Упругий элемент подвески характеризуется статическим прогибом, соответствующим статической нагрузке $Z_{ст}$; динамическими прогибами до верхнего и нижнего ограничителей соответственно $f_{д.в}$ и $f_{д.н}$ (включая прогиб ограничителей); жесткостью подвески c_p ; коэффициентом динамичности k_d и силами трения.

Собственная частота колебаний определяется эффективным статическим прогибом подвески f_p . Желательно, чтобы этот прогиб составлял не менее 80—250 мм для легковых автомобилей и автобусов и 80—120 мм для грузовых автомобилей.

Жесткость подвески равна тангенсу угла наклона касательной к средней линии характеристики подвески. Жесткость подвески переменная, так как характеристика подвески не является прямой линией?

Коэффициент динамичности k_d равен отношению наибольшей нагрузки Z_{max} , которая может передаваться через подвеску, к статической нагрузке $Z_{ст}$ ($k_d = Z_{max}/Z_{ст}$). При малом коэффициенте k_d наблюдаются частые удары в ограничители (пробой подвески), при больших его значениях подвеска в случае колебаний с боль-

шой амплитудой и ограниченной величине динамического хода будет очень жесткой. Как показал опыт, при движении автомобиля по неровной дороге динамические нагрузки, передаваемые через подвеску, будут вызывать редкие удары в ограничители при $k_d = 2-3$.

Иногда о способности подвески работать без ударов в ограничители хода судят по так называемой динамической емкости подвески. На рис. 131 штриховкой выделена площадь, соответствующая наибольшей потенциальной энергии подвески или ее динамической емкости. Чем выше динамическая емкость подвески, тем меньше вероятность ударов в ограничитель при движении автомобиля по неровной дороге.

§ 90. Балансирная подвеска

В трехосных автомобилях подвеска второй и третьей осей выполняется балансирной, что обуславливает равенство вертикальных нагрузок, приходящихся на их колеса. Наибольшее распространение получили зависимые рессорные балансирные подвески.

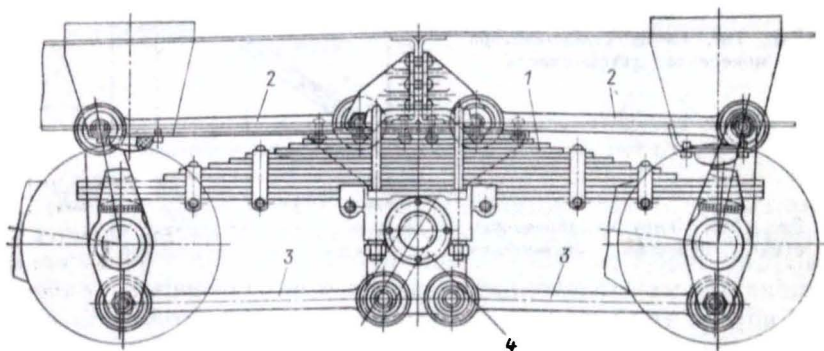


Рис. 132. Балансирная подвеска задних мостов автомобиля ЗИЛ-131

На рис. 132 показана задняя балансирная подвеска автомобиля ЗИЛ-131. Рессора 1, являющаяся одновременно балансиrom и упругим элементом, разгружена от продольных сил и реактивных моментов. Это достигается введением по три штанги на каждый мост: двух нижних 3 и одной верхней 2. Характер перемещения колес в продольной плоскости определяется четырехзвеником, образованным центрами шарниров штанг. Средней частью рессора с помощью накладок и стремянок прикреплена к качающейся на оси ступице 4. Концы рессоры свободно установлены в опорах, приваренных к балкам мостов.

Упругая характеристика балансирной подвески представляет собой зависимость нагрузки Z от деформаций, измеренных по оси балансира (рис. 133).

Рассмотрим характерные случаи движения колес с балансирной подвеской.

Случай I. Колеса наезжают на неровности одинаковой высоты, т. е. имеют одинаковые вертикальные перемещения. Упругая характеристика подвески представляет собой линию 1. К статической нагрузке $Z_{ст}$ будет добавляться сила Z' от воздействия неровностей. При этом колеса и ось балансира поднимутся на некоторую величину Δh .

Случай II. Одно колесо наезжает на неровность. Упругая характеристика подвески изображается линией 2, а сила Z' будет соответствовать перемещению оси балансира на меньшую, чем в случае I, величину $\Delta h/2$; подвеска становится как бы вдвое жестче.

Случай III. Перемещения колес одинаковы по величине, но противоположны по направлению. Упругая характеристика подвески представляет собой линию 3. Центр балансира не перемещается, и подвеска имеет как бы нулевую жесткость.

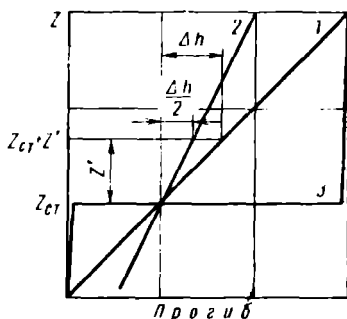


Рис. 133. Упругая характеристика балансирной подвески

К кинематике направляющего устройства рессорной балансирной подвески предъявляются специфические требования: ограничение до минимальной величины горизонтальных перемещений рессоры относительно балки моста, которые влияют на износ трущихся поверхностей системы рессора—мост; максимальное уменьшение угловых перемещений мостов, влияющих на износ и долговечность карданных валов.

§ 91. Амортизаторы

Амортизаторы предназначены для гашения колебаний кузова и колес автомобиля путем превращения механической энергии колебаний в тепловую.

В современных автомобилях применяются гидравлические амортизаторы, работа которых основана на использовании сопротивления вязкой жидкости при проходе ее через отверстия.

Основными требованиями к амортизаторам являются: эффективность гашения колебаний; стабильность действия при движении автомобиля в различных дорожных условиях и при разной температуре окружающего воздуха; малые габаритные размеры и масса; высокая долговечность.

Амортизаторы различаются по соотношению коэффициентов сопротивления при ходах сжатия k_c и отдачи k_o и по наличию или отсутствию разгруженных клапанов. Амортизаторы бывают двустороннего действия с симметричной ($k_c = k_o$) и несимметричной ($k_o < k_c$) характеристиками и одностороннего действия ($k_c \approx 0$).

В настоящее время наибольшее распространение получили амортизаторы двустороннего действия с несимметричной характеристикой и разгрузочными клапанами (рис. 134), у которых сила сопротивления во время хода сжатия растет медленнее, чем при ходе отдачи. Точки 1 и 2 соответствуют открытию разгрузочных клапанов. У существующих амортизаторов $k_o = (2 \div 5) k_c$.

При движении автомобиля по дороге с небольшими неровностями, которые не вызывают раскачивания кузова, а возбуждают лишь высокочастотные колебания, желательно, чтобы работал только

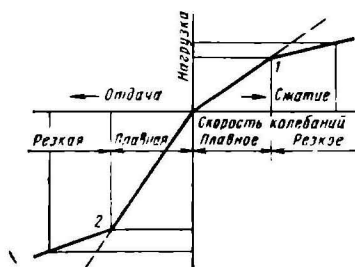


Рис. 134. Характеристика амортизатора

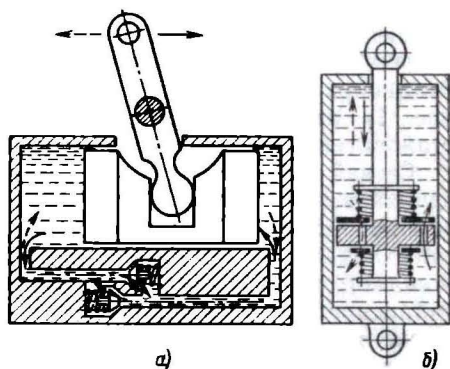


Рис. 135. Схемы амортизаторов

упругий элемент подвески. При значительных перемещениях неподрессоренных масс, чтобы избежать пробоя подвески, необходимо увеличение сопротивления амортизатора.

По конструктивным признакам амортизаторы делятся на рычажные (рис. 135, а) и телескопические (рис. 135, б).

Наиболее широко в автомобилестроении применяются телескопические амортизаторы. Их преимуществами по сравнению с рычажными амортизаторами являются работа при меньших давлениях жидкости (6—8 МПа, а у рычажных 25—40 МПа), вдвое меньшая масса, простота изготовления, достаточно высокая долговечность.

Повышение долговечности амортизатора достигается уменьшением трения и увеличением стойкости трущихся поверхностей, ограничением напряжений в пружинах, разгрузкой амортизатора от дополнительных сил (например, поперечных у телескопического амортизатора).

§ 92. Пневматическая подвеска

Пневматические упругие элементы (рис. 136) представляют собой двухсекционные круглые баллоны, состоящие из резинокордовой двухслойной оболочки 1, разделительного кольца 2, прижимных колец 3 и болтов 4 крепления. Корд оболочки изготовля-

ется из капроновой или нейлоновой ткани. Преимуществами круглых баллонов являются удобная при массовом изготовлении форма, хорошее использование площади, высокая грузоподъемность и легкая герметизация. Общий недостаток баллонных упругих элементов — относительно большая жесткость.

Пневматические упругие элементы используются, главным образом, в подвесках автомобилей (рис. 137), у которых нагрузка меняется в широких пределах (автобусы, автомобили-самосвалы).

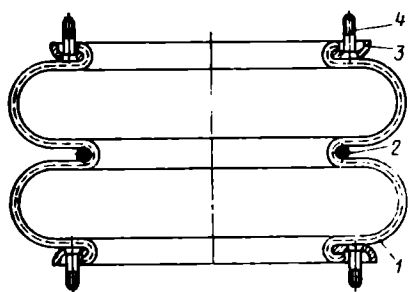


Рис. 136. Пневматический упругий элемент

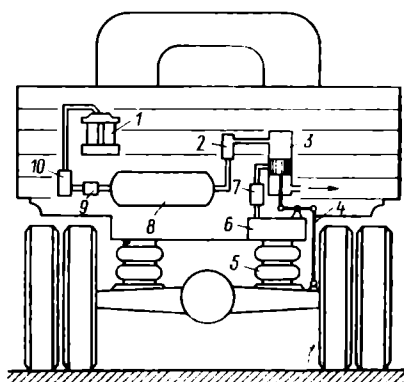


Рис. 137. Схема пневматической подвески

Сжатый воздух из компрессора 1 подается в ресивер 8, проходя водомаслоотделительный фильтр 10 и регулятор давления 9. Из ресивера воздух поступает в регулятор 3 постоянства высоты кузова и затем в баллоны 5. Воздухоочистители 2 и 7 защищают регулятор от попадания в него пыли. Дополнительный резервуар 6, соединенный с баллоном 5, делает подвеску более мягкой при увеличении давления в упругом элементе при его сжатии.

Пневматические упругие элементы отличаются большой стоимостью, сложностью конструкции и малой компактностью.

Регулятор постоянства высоты кузова 3 (рис. 137) предназначен для стабилизации расстояния между мостом и кузовом при любых статических нагрузках.

Корпус регулятора установлен на кузове, а его поршень при помощи рычага 4 связан с мостом автомобиля. При увеличении статической нагрузки на подвеску уменьшается расстояние между мостом и кузовом. Поршень регулятора перемещается вниз, вследствие чего воздух из ресивера 8 поступает в воздушные баллоны до тех пор, пока не восстановится прежнее положение кузова, на которое настроен регулятор. При уменьшении нагрузки поршень перемещается вверх, воздух из баллонов через регулятор выпускается в атмосферу и кузов опускается.

Для предотвращения срабатывания регулятора при колебаниях кузова, обусловленных наездом колес на неровности дороги,

в конструкцию регулятора введен гидравлический замедлитель.

Стабилизация положения кузова обеспечивает постоянство динамического хода подвески, вследствие чего улучшается плавность автомобиля, увеличение его устойчивости и уменьшение износа шин.

§ 93. Гидропневматическая подвеска

В гидропневматических подвесках применяются диафрагменные упругие элементы.

На рис. 138 показан основной тип диафрагменного элемента с ограничителем. Кожух 4 связан с подрессоренной частью авто-

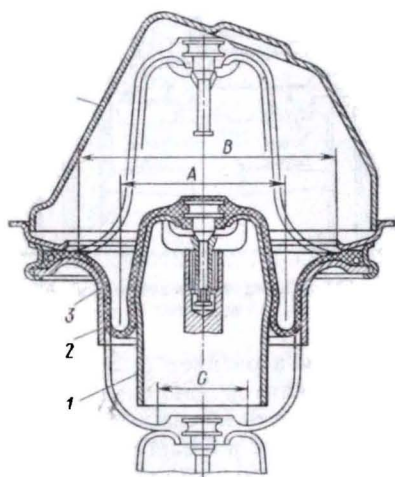


Рис. 138. Диафрагменный упругий элемент

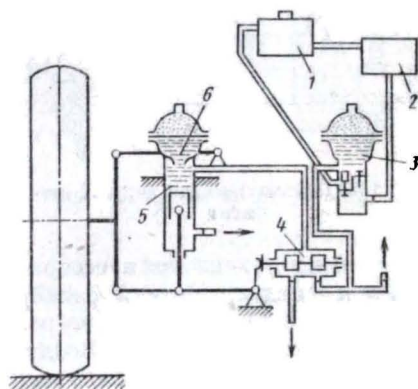


Рис. 139. Схема гидропневматической подвески

мобиля, а поршень 1 — с неподрессоренной. Сжатый воздух заключен в пространстве между кожухом и диафрагмой 3. Давление воздуха в этом пространстве не должно падать ниже 250—300 кПа при рабочем давлении 500—700 кПа. Края диафрагмы армированы стальными кольцами. Ограничитель 2 служит для предотвращения расширения диафрагмы.

Диафрагменные упругие элементы по сравнению с баллонными позволяют уменьшать собственную частоту колебаний автомобиля примерно в 2 раза.

Основной особенностью упругих элементов диафрагменного типа является то, что эффективная площадь, соответствующая диаметрам A , B и C , может меняться в широких пределах и по различным законам. Это позволяет менять жесткость и упругую характеристику элемента также в широких пределах.

Преимуществами упругих элементов диафрагменного типа являются низкая частота собственных колебаний около статического положения; возможность получения нужной упругой характеристики.

К недостаткам следует отнести меньшую по сравнению с баллонными элементами грузоподъемность, значительную деформацию и меньшую долговечность оболочки, значительное увеличение жесткости при динамическом нагружении.

Схема работы упругого элемента гидропневматической подвески показана на рис. 139. Насос 2 подает жидкость из бака 1 в аккумулятор давления 3, из которого она через нагнетательный канал поступает в полость под разделительной диафрагмой. Над диафрагмой находится сжатый газ (воздух или азот). Если давление в аккумуляторе превысит заданное, часть жидкости через редукционный клапан возвращается в бак. Из аккумулятора жидкость поступает к регуляторам 4 постоянства высоты кузова правого и левого колес и затем в гидропневматический элемент 5 подвески. Упругую характеристику подвески можно изменять, регулируя давление жидкости, поступающей под диафрагму гидропневматического упругого элемента.

При возникновении колебаний жидкость проходит через клапанную систему 6, что способствует затуханию колебаний кузова и колес автомобиля.

Основным направлением в области совершенствования упругих элементов является изыскание малогабаритных упругих элементов с большой энергоемкостью и нелинейной характеристикой. Перспективными являются пневматические и гидропневматические упругие элементы. Простота конструкции и эксплуатации подвески зависит в первую очередь от числа шарниров подвески и их конструкции, определяющей число точек смазки, и от числа карданных шарниров (для ведущих колес).

§ 84. Долговечность подвески

Наиболее нагруженными элементами рессорных подвесок, определяющими их надежность, являются рессоры. Поломки рессор происходят в результате усталостного разрушения. Поэтому для рессор применяют пружинные стали с высоким пределом выносливости (кремнистые и марганцовистые стали 50ХГ, 50Г2, 65Г, 55С2 и др.), а для торсионов — стали 45ХН2МФА, 60С2А, 70С3А.

Для повышения усталостной прочности деталей необходимо, чтобы в поверхностном слое имелись остаточные сжимающие напряжения. С этой целью применяют заневоливание пружин и торсионных валов, обкатку роликами, пластическую осадку и дробеструйную обработку листовых рессор.

Долговечность пневматических баллонов в 3—5 раз выше, чем металлических упругих элементов, при условии применения высо-

копрного синтетического корда. Срок службы гидропневматических подвесок определяется уплотнениями, для которых применяют резину ИРП-1070.

Контрольные вопросы

1. На какие типы делятся подвески автомобилей?
2. Какие преимущества имеет независимая подвеска автомобиля по сравнению с зависимой?
3. По какому признаку и на какие типы делятся независимые подвески?
4. По каким признакам различаются амортизаторы?

Глава XVII

КОЛЕСА И ШИНЫ

§ 95. Классификация колес и требования к ним

Автомобильные колеса служат для передачи сил и моментов, действующих между мостами автомобиля и опорной поверхностью, а также для обеспечения соответствующего направления движения автомобиля и снижения динамических нагрузок на автомобиль от неровностей дороги.

В соответствии с назначением колеса делятся на *ведущие, ведомые и управляемые*.

Основные требования к колесам — минимальная затрата энергии на перекачивание и выдерживание направления движения автомобиля.

Конструкция автомобильного колеса показана на рис. 140. Обод, имеющий специальный профиль, служит для установки пневматической шины. Он может быть глубоким или плоским.

Глубокий обод делают у колес легковых автомобилей и грузовых автомобилей малой грузоподъемности. Особенностью глубокого обода является наличие выемки в его средней части, которая облегчает монтаж и демонтаж шины.

Плоские ободья свойственны колесам большинства грузовых автомобилей. Плоский обод имеет неразъемное съемное бортовое кольцо 2 (рис. 140) и удерживающее пружинное кольцо 3. Такая конструкция облегчает монтаж и демонтаж шины.

Диск соединяет обод со ступицей. Кроме обода к ступице крепится тормозной барабан и фланец полуоси (если колесо ведущее).

Получают применение бездисковые колеса со спицевыми или барабанными ступицами. У спицевых ступиц пять-шесть спиц заменяют диски колес. На концах каждой спицы 4 (рис. 141, а) имеются конические поверхности, которые служат для установки и крепления обода 1 (обычно разборного). От поперечных смещений колесо удерживается несколькими прижимами 3. Шпильки 2

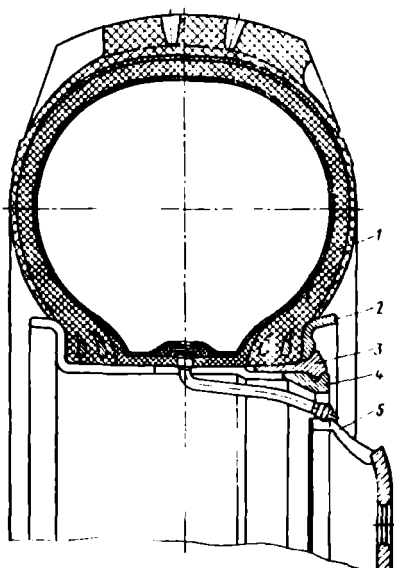


Рис. 140. Автомобильное колесо:
1 — пневматическая шина; 2 — бортовое кольцо; 3 — пружинное кольцо; 4 — обод;
5 — диск

прижимов расположены по окружности относительно большего диаметра, чем у дисковых колес, и поэтому меньше нагружены.

Барабанные ступицы (рис. 141, б) используются на грузовых автомобилях большой грузоподъемности. Обод колеса посажен на коническую часть барабана 5.

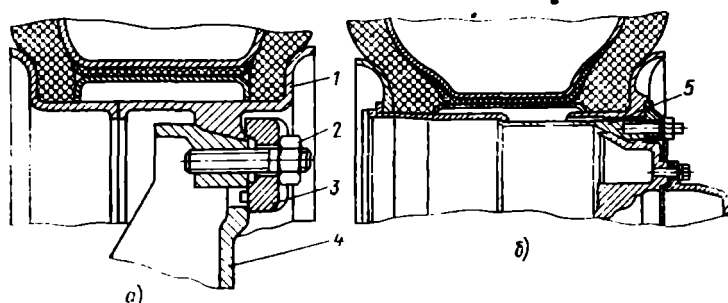


Рис. 141. Бездисковые автомобильные колеса:

а — со спицевыми ступицами; *б* — с барабанными ступицами

Основными преимуществами бездисковых колес являются простота конструкции и малая стоимость, меньшая на 10—15% масса, чем у дисковых колес, и удобство монтажно-демонтажных работ.

§ 96. Автомобильные шины

Автомобильные шины классифицируют по способу герметизации внутренней полости — на камерные и бескамерные; по форме профиля — на тороидные (обычные), широкопрофильные, арочные и пневмокатики; по конструкции каркаса — на шины с диагональным каркасом (тороидные шины), с радиальным каркасом (шины Р), со сменным протектором и радиальным каркасом (шины РС); по способу работы — на шины с нерегулируемым и с регулируемым давлением воздуха.

Автомобильные шины должны обеспечивать хорошие сцепные качества автомобиля с дорогой; малое давление на грунт (особенно для автомобилей повышенной и высокой проходимости); малое сопротивление качению автомобиля; достаточную теплостойкость и хорошие упругие и амортизирующие свойства, способствующие повышению плавности хода автомобиля.

Тороидные камерные шины. Тороидные шины являются наиболее распространенными и применяются, главным образом, на дорожных автомобилях.

На рис. 142, *а* показана конструкция камерной тороидной шины. Протектор 1, изготавливаемый из прочной, хорошо сопротивляющейся износу резины, имеет рельефную часть (рисунок) и подканавочный слой. Рисунок протектора должен обеспечивать хорошее сцепление шины с дорогой. Для дорог с твердым покрытием

тием применяется протектор с мелким симметричным или асимметричным рисунком (рис. 143, а). Для дорог смешанного типа наиболее выгоден универсальный (комбинированный) рисунок протектора (рис. 143, б). На плохих дорогах используются шины с грунтозацепами (рис. 143, в).

Каркас покрышки 3 (рис. 142, а) состоит из нескольких слоев прорезиненного корда толщиной 1,0—1,5 мм, собранных крестнакрест, для шин легковых автомобилей число слоев корда составляет 4—6, для шин грузовых автомобилей и автобусов 6—14. Каркас несет основную нагрузку и от его качества зависит прочность, эластичность, износостойкость и другие качества шины.

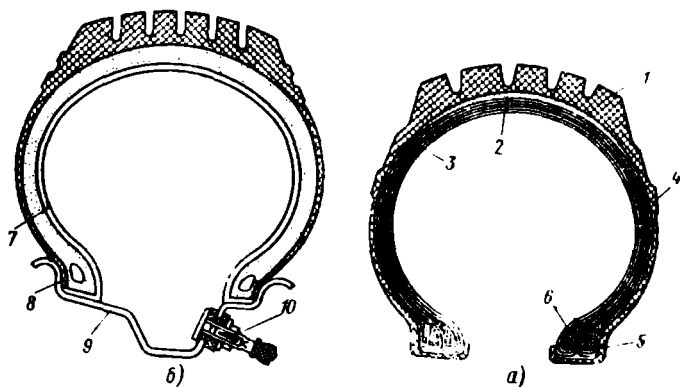


Рис. 142. Торондные шины:
а — камерная; б — бескамерная

Нити корда могут быть хлопчатобумажными, из вискозы, из синтетических полиамидных материалов (нейлон, капрон, перлон и др.) или из стальной проволоки (металлокорд).

Брекер 2 толщиной 3—7 мм смягчает ударные нагрузки на каркас. В процессе работы он сильно нагревается (до 110—120° С), поэтому для его изготовления применяются температурно-устойчивые марки корда (вискозный и полиамидный).

Боковины 4 предохраняют каркас от повреждений. Для придания бортам 5 достаточной механической прочности применяются внутренние стальные проволоочные кольца 6.

Камеры изготавливаются из высокопрочной резины с большим (до 40—50%) содержанием натурального или синтетического каучука.

Торондные бескамерные шины. Бескамерные шины (рис. 142, б) конструктивно проще камерных. При проколе шины воздух выходит из нее медленно, что дает возможность водителю успеть остановить автомобиль и избежать аварии (повышается безопасность движения).

Бескамерные шины имеют ряд специфических элементов: герметизирующий слой 7 толщиной 1,5—3 мм, уплотнительную

бортовую резину 8 и обод 9 специальной формы с вентилем 10. Герметизирующий слой отличается повышенной воздухопроницаемостью и изготавливается из более плотных сортов резины, таких, как бутил-каучук, наприт и др.

Вследствие более умеренного температурного режима при работе и использования лучших сортов корда средний срок службы бескамерных шин на 20% выше, чем у обычных.

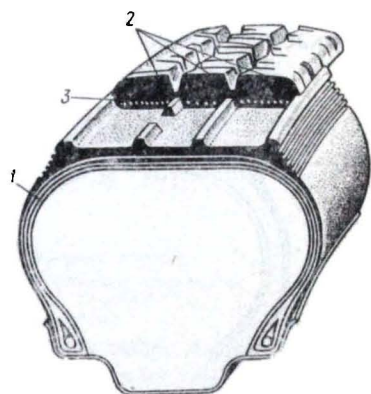
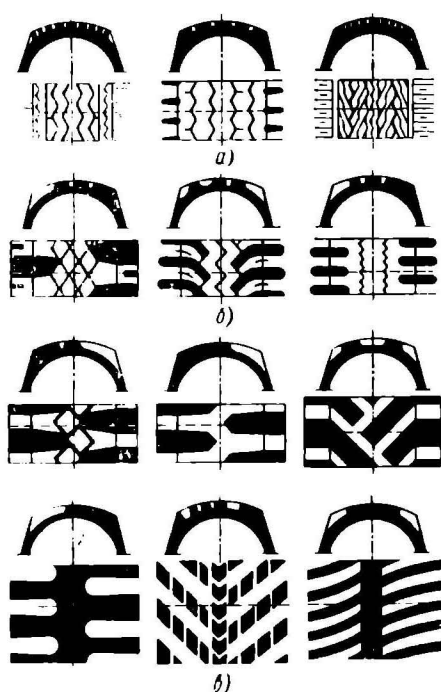


Рис. 144. Шины типа РС

Рис. 143. Рисунки протектора шины

Автомобильные шины типа Р и РС. Шина типа Р и РС (рис. 144) отличаются от обычных принципиально новой конструкцией каркаса и брекера. У этих шин каркас имеет радиальное расположение нитей корда, а брекерный пояс — окружное.

Нити каркаса 1 воспринимают только радиальные нагрузки, что позволяет уменьшить число слоев корда почти вдвое и увеличить на 25—30% радиальную эластичность шин. Тангенциальные силы передаются малорастяжимым брекером (шины типа Р) или съемными двумя-тремя протекторными кольцами 2 (шины типа РС), которые для увеличения тангенциальной (окружной) жесткости армируются металлокордом 3. В результате рассматриваемые шины (в частности, шины типа Р) по сравнению с обычными шинами имеют больший (в 1,5—2 раза) срок службы, меньшие потери на качение колес и расход топлива (на 8—12%), более благоприятный темпе-

ратурный режим (температура нагрева уменьшается на 20—30° С).

В отношении массы шины типа Р равноценны обычным, а шины типа РС даже несколько тяжелее.

Съемные кольца устанавливаются на шины типа РС в ненакаченном состоянии. После накачивания шины кольца прочно сцепляются с профильными канавками поверхности каркаса.

Основной недостаток шин типа РС — возможность соскакивания съемных колец при уменьшении давления воздуха в шипах во время движения автомобиля по плохим дорогам.

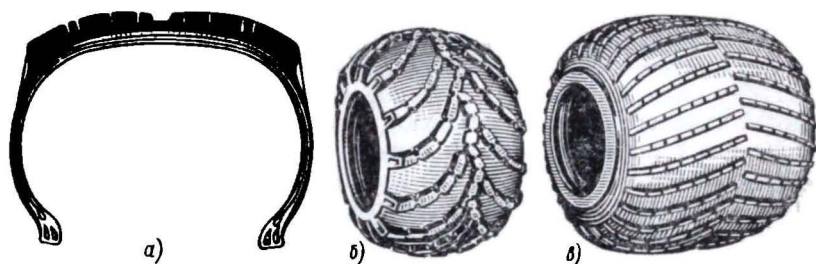


Рис. 145. Специальные автомобильные шины:
а — широкопрофильная; б — арочная; в — пневмокаток

Широкопрофильные шины. Широкопрофильные шины (рис. 145, а) по сравнению с тороидными при равном наружном диаметре имеют большую грузоподъемность и лучшие эксплуатационно-технические качества. Они легче обычных сдвоенных (для задних ведущих колес) тороидных шин на 10—15%. Применение широкопрофильных шин снижает сопротивление качению автомобиля, уменьшает расход топлива, улучшает проходимость (за счет более широкой беговой части протектора и более полного контакта с дорогой) и устойчивость, повышает среднюю скорость движения автомобиля.

Арочные шины. Арочные шины (рис. 145, б) применяются как средство повышения проходимости грузовых автомобилей. Свое название арочные шины получили от формы профиля. Ширина профиля арочных шин в 2—2,5 раза больше профиля тороидных шин.

Арочные шины при работе испытывают большие радиальные деформации и передают значительные крутящие моменты, поэтому их изготавливают из высокопрочного полиамидного корда и резины на основе натурального каучука. Глубина рисунка протектора 30—60 мм, шаг грунтозацепов 100—250 мм. Арочные шины делаются бескамерными.

Малое внутреннее давление, широкий профиль и эластичный каркас арочных шин обуславливают большую площадь отпечатков, в 1,5—2 раза превышающую площадь отпечатков тороидных

шин, а следовательно, значительно меньшее давление в контакте. В результате этого, а также вследствие наличия крупных грунтозацепов повышается проходимость автомобилей.

Для движения по твердым дорогам в средней части протектора имеется беговая дорожка. Хорошие смягчающие и демпфирующие свойства арок шин улучшают условия работы подвески автомобиля.

Пневмокати. Применение пневмокатов дает возможность резко повысить проходимость автомобилей на грунтах с низкой несущей способностью (снег, рыхлый песок, болотистая местность и т. п.).

Пневмокати имеют большую ширину профиля при сравнительно небольшом и очень малом посадочном диаметре (рис. 145, в).

Внутреннее регулируемое давление воздуха в пневмокатах весьма низкое (20—70 кПа). Такое давление воздуха и ширина профиля обеспечивают большую площадь контакта и хорошее сцепление с дорогой. Тонкий каркас и небольшое давление воздуха в пневмокате делают его эластичным, вследствие этого он хорошо обтекает неровности дороги и сопротивляется ударам. Значительный объем воздуха в пневмокатах и высокая их эластичность позволяют в некоторых случаях отказаться от упругих элементов в подвеске автомобилей.

Шины с регулируемым давлением. Шины с регулируемым давлением отличаются от обычных торондных шин увеличенной на 25—40% шириной профиля, меньшим в 1,5—2 раза внутренним давлением воздуха, пониженной жесткостью каркаса вследствие меньшего числа слоев корда, повышенной эластичностью протектора и отсутствием золотников в вентиле.

Шины с регулируемым давлением воздуха устанавливаются на автомобилях повышенной проходимости.

Протектор имеет крупные, широко расставленные грунтозацепы, глубина которых равна 20—30 мм. Грунтозацепы прорезаны поперечными канавками для большей эластичности и лучшего самоочищения при забивании их грязью и снегом.

§ 97. Система регулирования давления воздуха в шинах

Система регулирования (рис. 146) позволяет изменять давление воздуха в шинах с места водителя как на стоянке, так и на ходу автомобиля, контролировать давление в шинах, а также продолжать движение автомобиля при небольших повреждениях шины.

В систему регулирования давления воздуха в шинах входят компрессорная установка 7, ресивер 5, клапан 4 ограничения падения давления, кран управления 2, блок 3 шинных кранов, воздухоподводящие устройства 6, запорные краны 8 колес и контрольный манометр 1.

Кран управления 2, размещенный в кабине, служит для соединения автомобильных шин с атмосферой (спуск воздуха) или с воздушным ресивером (накачка шин).

Клапан 4 ограничения падения давления позволяет поддерживать в ресивере необходимый запас сжатого воздуха.

Блок 3 шинных кранов имеет несколько вентилях по числу колес автомобиля и даст возможность изменять давление воздуха в шинах отдельно для каждого колеса.

Воздухоподводящие устройства 6 обеспечивают подвод воздуха к шине колеса

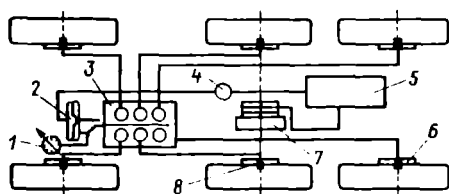


Рис. 146. Схема системы регулирования давления воздуха в шинах

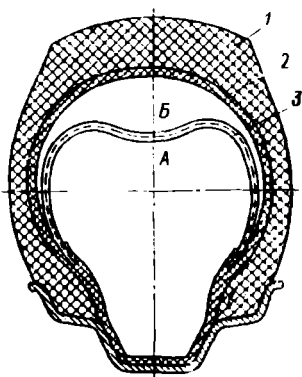


Рис. 147. Конструкция двухполостной шины

Запорные краны 8 колес устанавливаются в дисках и служат для предотвращения утечки воздуха из шин через неплотности воздухоподводящего устройства при длительной стоянке автомобиля.

§ 98. Тенденции развития конструкции шин

Стремление повысить безопасность движения привело к созданию шин повышенной надежности или двухполостных шин.

Двухполостная шина (рис. 147) состоит из трех частей: внешней оболочки 1, сконструированной по типу бескамерной шины, герметизирующего слоя 2 и монтируемой внутри нее диафрагмы 3. Диафрагма изготавливается из двух-трех слоев прорезиненного полиамидного корда.

В случае прокола шины и выхода воздуха из полости Б работоспособность шины снижается незначительно благодаря наличию воздуха в полости А.

Контрольные вопросы

1. По каким признакам классифицируются автомобильные шины?
2. В чем отличие шин с регулируемым давлением воздуха от обычных торондных шин?
3. На каких автомобилях применяют систему регулирования давления воздуха в шинах? Объяснить устройство и работу этой системы.

Глава XVIII

РАМА, КУЗОВ, КАБИНА

§ 99. Рама автомобиля

Рама является несущей системой балочной конструкции, на которой монтируются кабина, кузов и все агрегаты и механизмы автомобиля.

Рама автомобиля должна иметь: высокую изгибную и крутильную жесткость и прочность (при минимальной массе), чтобы исключить возможность расшатывания и поломки элементов рамы при движении автомобилей со значительными перекасами мостов и колес; рациональную конструкцию, позволяющую удобно и экономно размещать на раме агрегаты и механизмы; геометрическую форму, обеспечивающую низкое расположение центра тяжести автомобиля, значительный ход подвески и большие углы поворота управляемых колес.

Все грузовые автомобили и легковые автомобили с большим рабочим объемом двигателя имеют раму.

В зависимости от конструкции рамы делятся на лонжеронные и хребтовые (центральные).

Лонжеронная рама. Лонжеронная рама (рис. 148) состоит из двух продольных балок 1 специального профиля (лонжеронов), соединенных между собой поперечинами 2, придающими раме требуемую жесткость. Лонжероны изготавливаются штамповкой из листовой стали и обычно имеют переменный профиль поперечного сечения в виде швеллера. Наибольшее сечение лонжерона находится в средней части рамы (более нагруженной), а к краям оно уменьшается. Такая конфигурация лонжеронов обеспечивает изгибную равнопрочность рамы, уменьшение ее массы, более удобную установку передних и задних рессор, снижение высоты центра тяжести автомобиля. С поперечинами лонжероны соединяются преимущественно клепкой в холодном состоянии, реже — сваркой.

На переднем конце рамы установлены буфер 4 и буксирные крюки 5, на заднем находится тягово-сцепное устройство 3.

По форме в плане лонжеронные рамы могут быть прямоугольные с параллельными лонжеронами и постоянной шириной полки, прямоугольные с параллельными лонжеронами и сужающимися к передней части полками, трапецевидные с прямыми лонжеронами и постоянной шириной полки и Х-образные. Рамы трех последних форм позволяют увеличить углы поворота управляемых колес, а следовательно, уменьшить радиус поворота автомобиля.

Хребтовые рамы. Хребтовые рамы (рис. 149) имеют одну центральную несущую балку, обычно трубчатого сечения. Несущая балка может быть составлена из картеров агрегатов силовой пере-

дачи: картера 1 раздаточной коробки, картеров 2 главных передач и патрубков 4, соединяющих эти картеры. По длине трубчатой балки между фланцами патрубков и картеров установлены кронштейны 3, служащие опорами при креплении кабины, грузовой платформы, двигателя и других агрегатов

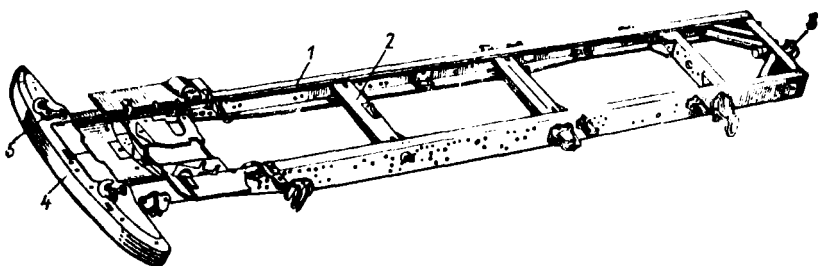


Рис. 148. Лонжеронная рама

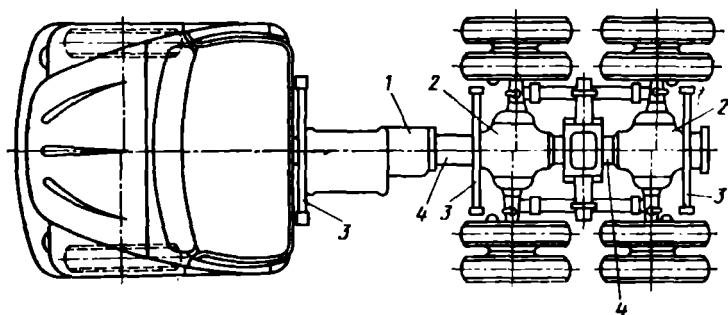


Рис. 149. Грузовой автомобиль с хребтовой рамой

Хребтовые рамы при высокой изгибной прочности в отличие от лонжеронных рам имеют еще и высокую крутильную жесткость.

§ 100. Классификация кузовов автомобилей и автобусов

Кузов служит для размещения водителя, пассажиров и перевозимого груза.

По характеру воспринимаемых нагрузок кузова делятся на *несущие, полунесущие и разгруженные*.

Несущий кузов при отсутствии рамы воспринимает все силы, возникающие при движении автомобиля. *Полунесущий кузов*, жестко связанный с рамой, воспринимает часть нагрузок, приходящихся на раму. *Разгруженный кузов*, укрепленный на раме при помощи упругих элементов, кроме веса груза, не воспринимает никаких сил, возникающих при движении автомобиля.

В зависимости от конструкции кузова выполняются *бескаркасными, каркасными и полукаркасными*.

В соответствии с типом автомобиля различают кузова легковых автомобилей, автобусов, грузовых и грузо-пассажирских автомобилей. В грузовых автомобилях водитель и пассажиры находятся в кабине, а перевозимый груз размещается на платформе.

К кузову относится *оперение*, закрывающее те части автомобиля, которые расположены вне кузова и кабины (капот, крылья и т. п.).

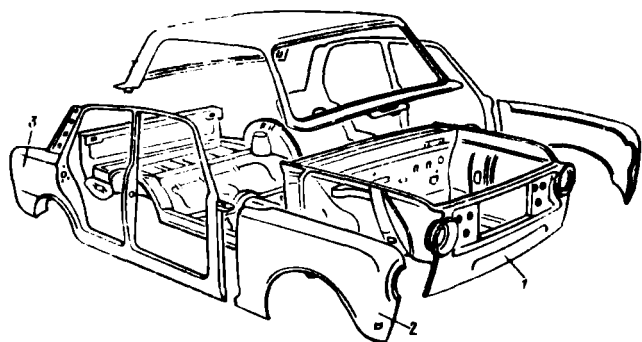


Рис. 150. Кузов легкового автомобиля

Большинство современных легковых автомобилей и автобусов имеют несущие кузова

Кузова легковых автомобилей. Кузова легковых автомобилей классифицируют в зависимости от числа дверей, рядов сидений и конструкции крыши.

По числу дверей различают *двухдверные* и *четыrehдверные* автомобили, по конструкции крыши — *закрытые* и *открывающиеся* (со съемным верхом), по числу рядов сидений — *одно-, двух- и трехрядные*.

Кузова современных легковых автомобилей обычно выполняют бескаркасными. Корпус кузова (рис. 150) представляет собой жесткую сварную конструкцию и состоит из основания (пола) 1 с передней и задней частью, левой и правой боковин 3 с задними крыльями, передних крыльев 2 и крыши 4.

У легковых автомобилей несущее основание является панелью пола, усиленной ребрами жесткости и глубокими выдавками, которые служат туннелями для карданного вала, тяг управления и т. д. Для установки двигателя и подвески к основанию спереди и сзади крепятся короткие лонжероны.

Кузова автобусов. В соответствии с назначением кузова автобусов делятся на *городские, междугородные, туристские и специальные*.

Современные автобусы имеют компоновку вагонного типа, при которой габаритные размеры кузова совпадают с габаритными размерами автобуса.

Кузов автобуса каркасной конструкции (рис. 151) состоит из основания 1, боковин 2, крыши 4, передней 5 и задней 3 частей. Каркас обычно делают сварным из стальных труб прямоугольного сечения. К каркасу крепятся наружная и внутренняя облицовки, выполненные из легких сплавов или стеклопластиков.

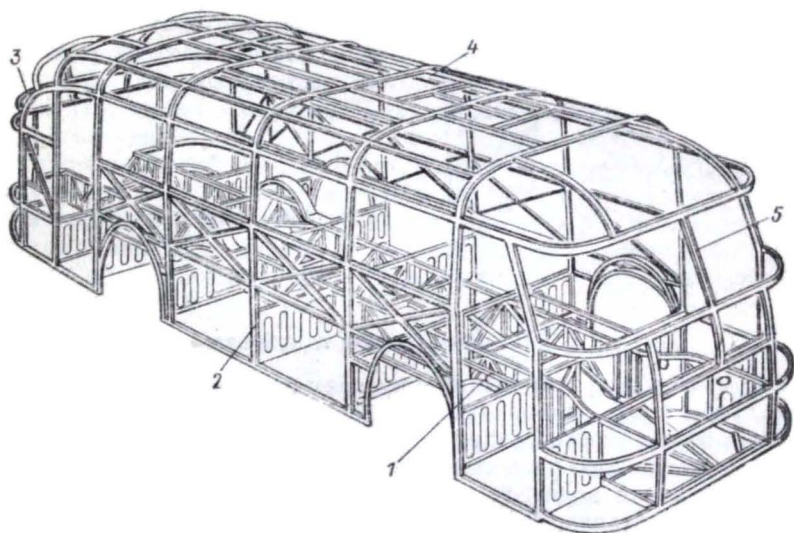


Рис. 151. Кузов автобуса

Несущее основание кузова автобуса изготавливают из штампованных профилей. Соединение каркаса с основанием может быть жестким или упругим.

Кузов грузового автомобиля. У грузового автомобиля кузов состоит из кабины и грузового кузова.

По способу изготовления кабины делятся на *каркасные* и *бескаркасные*, по числу мест — на *одно-, двух- и трехместные*.

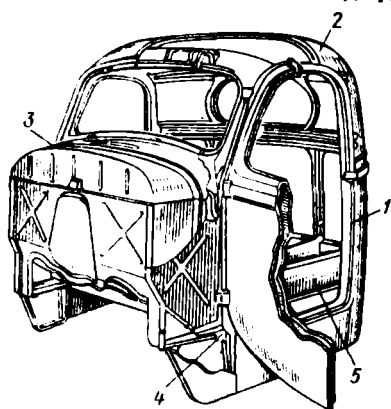
На раме автомобиля кабина устанавливается над двигателем или за двигателем. Кабины, располагаемые над двигателем, как правило, выполняются откидывающимися.

Кабина современного грузового автомобиля (рис. 152) представляет собой жесткую сварную цельнометаллическую конструкцию, состоящую из каркаса 5, крыши 2, верхней 3, задней 1 и боковых 4 панелей.

К раме автомобиля кабина крепится в трех или четырех точках при помощи эластичных соединений, что исключает деформирование кабины вследствие перекоса и прогиба рамы. Для обеспе-

чения мягкой подвески задние опоры кабины могут иметь листовые рессоры и гидравлические телескопические амортизаторы.

Грузовой кузов может иметь вид бортовой платформы (автомобили общего назначения), фургона, цистерны и т. д. Он может



быть самосвальным. Бортовая платформа, обычно открытая, оборудуется дополнительными устройствами для наращивания высоты бортов и установки тента. К раме бортовая платформа крепится с помощью стремянок.

Рис. 152. Кабина грузового автомобиля

§ 101. Требования к кузовам

Помимо общих требований к кузовам предъявляются специальные требования: оптимальная форма кузова, обеспечивающая хорошую обтекаемость воздухом, особенно при высоких скоростях движения, удобное расположение органов управления и хорошая обзорность для водителя и пассажиров; надежная изоляция от пыли, влаги, тепла и шума; создание комфортабельных условий для водителя и пассажиров (удобное расположение сидений, вентиляция, отопление, кондиционирование воздуха, освещенность салона и т. п.); удобство входа и выхода пассажиров.

Обтекаемость кузова. При незначительном наклоне крыши кузова назад обтекаемость его улучшается, так как при этом отрыв воздушных струй от крыши происходит позже. Кузов должен обладать также хорошей обтекаемостью с боков. В связи с этим современные легковые автомобили и автобусы имеют боковины без резких переходов. Для уменьшения сопротивления воздуха ветровое стекло и решетку радиатора устанавливают с наклоном. Сопротивление воздуха под кузовом резко уменьшается при гладком днище.

Обзорность. Обзорность с места водителя тем лучше, чем выше сиденье, меньше наклоны подушки и спинки, больше ветровое стекло, тоньше стойки и дальше они сдвинуты к заднему концу автомобиля. Наилучшую обзорность создают панорамные окна с обратным наклоном стоек и высоко расположенной верхней кромкой.

Оконные стойки боковых окон автобуса должны располагаться между сиденьями и не мешать сидящим пассажирам. Обзорность

для стоящих пассажиров значительно увеличивается при прозрачных скатах крыши, которые значительно улучшают освещение пассажирского салона в дневное время.

Шумоизоляция кузова. Шумоизоляция кузова достигается применением протившумных паст, битумных мастик, теплоизоляционных и перфорированных картонов и др. Особенно надежной должна быть шумоизоляция панели двигателя. На современных автомобилях панель обивается толстым щитом из термоизоляционного картона и пенопласта или многослойным гофрированным картоном со слоем водонепроницаемого картона.

Пол кабины покрывается резиновым ковриком с войлочной подбивкой. На современных легковых автомобилях перед окраской на пол укладывают термоплавкие битумные листы, которые при последующей горячей сушке расплавляются и прочно склеиваются с внутренней поверхностью пола и с уложенными на них сверху слоистыми термошумоизоляционными прокладками.

Для изоляции дверей и боковин применяют шумоизоляционные мастики, войлок и картон с подкладкой из пеноволокна. Для потолка кузова используют пенопласт или перфорированный картон.

§ 102. Кондиционирование воздуха в кузовах

Система кондиционирования воздуха, применяемая на комфортабельных легковых автомобилях и междугородных автобусах, служит для отопления, вентиляции и регулирования влажности воздуха в кузовах.

Схема системы кондиционирования воздуха показана на рис. 153. Вентилятор 7 нагнетает наружный воздух через затворник 8 и воздух из кузова через затворник 9 в охладитель 6, из которого он затем через люки 5 поступает в кузов. Количество поступающего наружного воздуха регулируется заслонками. В охладителе тепло из воздуха поглощается охлаждающей жидкостью (например, фреоном-12) при переходе ее в парообразное состояние. Пары охлаждающей жидкости из охладителя 6 проходят в компрессор 3, где они сжимаются. Из компрессора сжатые и нагретые пары подаются в радиатор 2, где они, охлаждаясь потоком встречного воздуха, превращаются в жидкость, которая стекает в ресивер 1. Из ресивера жидкость снова поступает в охладитель, пройдя фильтр. Автоматическое регулирование системы осуществляется перепускным клапаном 4,

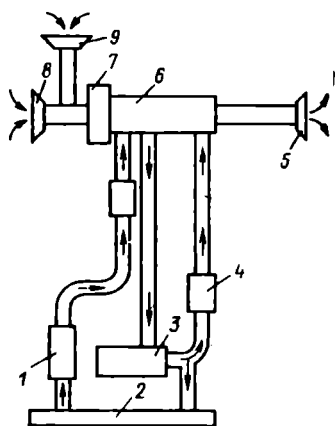


Рис. 153. Схема системы кондиционирования воздуха

который перепускает часть паров в обход радиатора, что понижает хладопроизводительность установки.

Система имеет два термостатических включателя: один из них в зависимости от температуры воздуха в охладителе управляет клапаном 4, другой — отключает привод компрессора при переохлаждении воздуха в охладителе.

§ 103. Влияние конструкции кузовов на безопасность движения автомобиля

Конструктивные разработки кузовов, направленные на повышение безопасности движения автомобилей, включают комплекс как активных мероприятий, предотвращающих аварии, так и пассивных, защищающих от травм водителя и пассажиров автомобиля, потерпевшего аварию.

К активным мероприятиям (активной безопасности) относятся: отличный обзор и видимость с места водителя во всех направлениях; большая площадь очистки ветрового стекла стеклоочистителем; предохранение ветрового, заднего и боковых стекол от замерзания; отсутствие бликов от полированных поверхностей автомобиля; яркие сигналы и стоп-сигналы; удобная посадка водителя, обеспечивающая возможность его длительной работы без утомления; снижение усилий на педали и введение автоматизации управления автомобилем.

К пассивным мероприятиям (пассивной безопасности) относятся: предохранительные ремни (ремни безопасности); безосколочные стекла и деформируемые рули; приборные панели с повышенной энергопоглощающей способностью и утепленными приборами, кнопками и другими деталями; конструкции, обеспечивающие возможность выхода человека из потерпевшего аварию автомобиля; высокая прочность пассажирского салона, обуславливающая незначительные деформации при авариях; бамперы с резиновыми блоками, поглощающими удары при столкновениях; обивочные огнестойкие материалы.

Контрольные вопросы

1. Какие преимущества имеют лонжеронные и хребтовые рамы? На автомобилях каких типов целесообразно их применение?
2. Каковы типы кузовов и их конструкции?
3. Какие активные и пассивные мероприятия повышают безопасность движения автомобилей?

Глава XIX

РУЛЕВОЕ УПРАВЛЕНИЕ

§ 104. Классификация и требования к рулевому управлению

Рулевым управлением называется совокупность механизмов автомобиля, обеспечивающих его движение по заданному водителем направлению.

Рулевое управление состоит из рулевого механизма, рулевого привода и усилителя рулевого привода (последний может отсутствовать).

В соответствии с классификационными признаками рулевое управление может быть правым или левым — в обратной зависимости от стороны движения, принятого в данной стране; с рулевым приводом к передним, задним или ко всем управляемым колесам; с постоянным или переменным передаточным числом рулевого механизма; с червячным, винтовым, кривошипным или шестеренчатым рулевым механизмом (последние два в СССР не применяются); с механическим, гидравлическим или электрическим приводом управления; с усилителем (гидравлическим, электрическим, пневматическим) либо без него.

К рулевому управлению предъявляются следующие требования: высокая управляемость и устойчивость движения автомобиля; качение колес с минимальными боковым уводом и продольным скольжением при повороте; обеспечение оптимальных усилий на рулевом колесе при управлении автомобилем; предотвращение при движении передачи толчков от дороги на рулевое колесо; обеспечение эффективности действия стабилизации управляемых колес; соответствие инженерной психологии и безопасность конструкции.

Управляемость автомобиля, устойчивость движения и усилия на рулевом колесе в значительной степени зависят от передаточного числа рулевого управления, которое равно произведению передаточных чисел рулевого механизма $u_{p.м}$ и рулевого привода $u_{p.п}$:

$$u_{p.у} = u_{p.м} u_{p.п}$$

Передаточное число рулевого механизма $u_{p.м}$ (отношение угла поворота рулевого колеса к углу поворота вала сошки) может быть переменным или постоянным.

Передаточное число рулевого привода $u_{p.п}$ определяется соотношением приведенных плеч рычагов привода и поэтому является величиной переменной, однако в небольших пределах ($u_{p.п} = 0,85 \div 1,1$).

Закон изменения передаточного числа имеет большое значение в основном для автомобилей без усилителей рулевого управления.

Несмотря на целесообразность переменного передаточного числа у большинства рулевых механизмов автомобилей оно постоянно. Передаточные числа рулевых механизмов отечественных автомобилей находятся в пределах 16—24.

§ 105. Рулевые механизмы

Рулевой механизм должен обеспечивать: необходимый закон изменения передаточного числа; высокий КПД при передаче момента от рулевого колеса к приводу; поглощение энергии толчков от управляемых колес; эффективную стабилизацию управляемых колес; переменный зазор в зацеплении и возможность его регулирования (в нейтральном положении рулевого колеса зазор не нужен или он может быть минимальным; при перемещении рулевого колеса в крайние положения зазор должен увеличиваться, чтобы не было заедания после регулировки, поскольку наибольший износ элементов передачи наблюдается в нейтральном положении); удобство размещения в кабине органов управления и предохранение водителя от травм при аварийной ситуации; выполнение общих требований к механизмам автомобиля.

Рулевые механизмы различают по типу передачи.

Передача глобоидный червяк — гребневой ролик. Рулевые механизмы с передачей глобоидный червяк — гребневой ролик устанавливаются на автомобилях «Жигули», «Москвич», ГАЗ, КАЗ.

В качестве примера на рис. 154 показан рулевой механизм автомобиля КАЗ-608. Передаточное число передачи постоянное. Применение гребневого ролика 8 взамен червячного колеса уменьшает потери на трение в зацеплении и повышает КПД. При ведущем червяке КПД примерно равно 0,8, при ведомом 0,6. Вследствие понижения КПД в обратном направлении уменьшается передача толчков на рулевое колесо. Вместе с тем обратимость передачи почти не препятствует стабилизации управляемых колес.

Переменный зазор в зацеплении обеспечивается разностью радиусов образующей червяка и окружности, по которой движется ролик. Зацепление регулируют перемещением вала 9 сошки вдоль оси, а конические роликотолкатели 6 червяка — изменением толщины прокладок 3 под крышкой 2 картера.

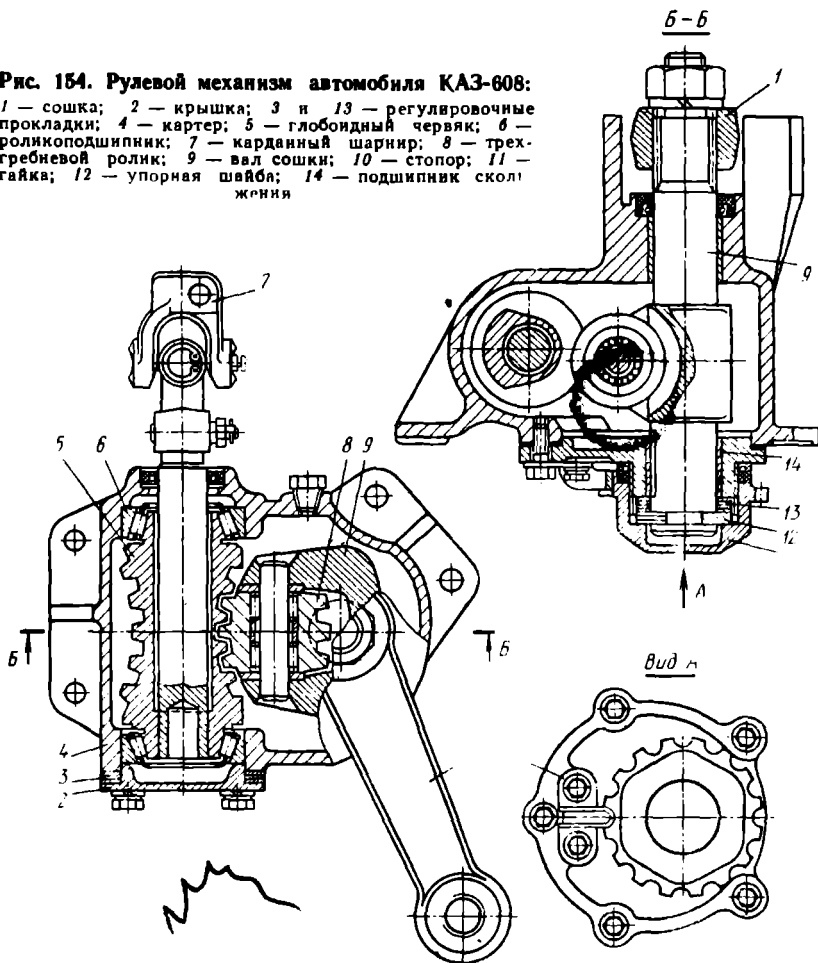
По сравнению с другими зубчатыми передачами глобоидные передачи отличаются малыми габаритными размерами, поэтому рулевые механизмы с ними удобно компоновать. Они достаточно надежны и просты в обслуживании.

Передача червяк — боковой сектор. Рулевые механизмы с передачей червяк — боковой сектор (рис. 155) устанавливаются на автомобилях МАЗ-200, «Урал-375», КрАЗ-256. В этих передачах червяк цилиндрический, а на боковой стороне сектора нарезаны спиральные зубья. Передаточное число передачи постоянное.

Низкий КПД (при передаче от рулевого колеса 0,7, в обратном направлении 0,55) является основным недостатком этих механизмов. В то же время износ деталей передачи небольшой из-за благоприятного контакта витков червяка и зубьев сектора. Благодаря

Рис. 154. Рулевой механизм автомобиля КАЗ-608:

1 — сошка; 2 — крышка; 3 и 13 — регулировочные прокладки; 4 — картер; 5 — глобоидный червяк; 6 — роликоподшипник; 7 — карданный шарнир; 8 — трех-гребневый ролик; 9 — вал сошки; 10 — стопор; 11 — гайка; 12 — упорная шайба; 14 — подшипник скольжения



низкому КПД в обратном направлении передача хорошо поглощает энергию ударов, передаваемых от управляемых колес, но при этом ухудшается стабилизация этих колес.

Для нормальной работы передачи необходимо, чтобы расстояние между осями червяка и сектора было постоянным. Это достигается применение в качестве опор для червяка и сектора подшипников качения. Увеличение зазора в зацеплении в обе стороны

от середины обеспечивается при изготовлении уменьшением толщины соответствующих зубьев сектора. Это вызвано тем, что более интенсивно изнашиваются зубья при нейтральном положении управляемых колес.

В процессе эксплуатации этот зазор регулируют перемещением вала сошки вдоль оси.

Передача винт—гайка. Двухступенчатые рудевые механизмы с винтовой передачей (с циркулирующими шариками) и зубчатой парой (рис. 156) устанавливаются на автомобилях ЗИЛ-130, ЗИЛ-131, МАЗ-500А, КраЗ-255Б.

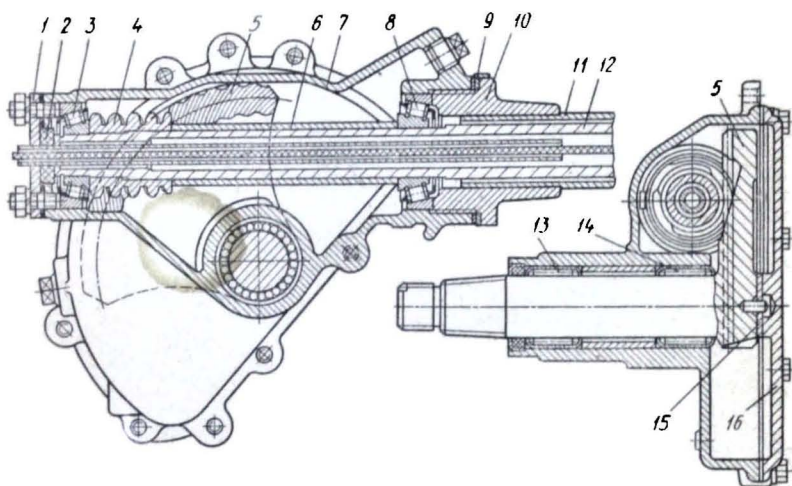


Рис. 155. Рулевой механизм автомобиля КраЗ-255Б:

1 — нижняя крышка; 2 — сальник; 3 и 4 — конические роликоподшипники; 4 — червяк; 5 — сектор; 6 — распорная втулка; 7 — картер; 8 — регулировочные прокладки; 9 — верхняя крышка; 10 — колонка; 11 — вал рулевого механизма; 12 — игольчатые подшипники; 13 — упорная шайба; 14 — боковая крышка

У отечественных автомобилей передаточные числа этих рулевых механизмов постоянные. Благодаря циркулирующим шарикам трение скольжения в паре винт—гайка заменено трением качения, что существенно повышает КПД передачи. При передаче момента от рулевого колеса к валу сошки КПД равен 0,8—0,9, в обратном направлении он несколько меньше. Обратимость передачи и высокий КПД не препятствуют стабилизации управляемых колес, но не способствуют поглощению толчков, передаваемых от управляемых колес. Однако наличие гидравлического усилителя в системе рулевого управления компенсирует этот недостаток. Некоторое увеличение габаритных размеров, в особенности при встроенном гидроусилителе, усложняет конструкцию и повышает ее стоимость.

Для уменьшения зазора в рулевом механизме вблизи положения, соответствующего прямолинейному движению автомобиля,

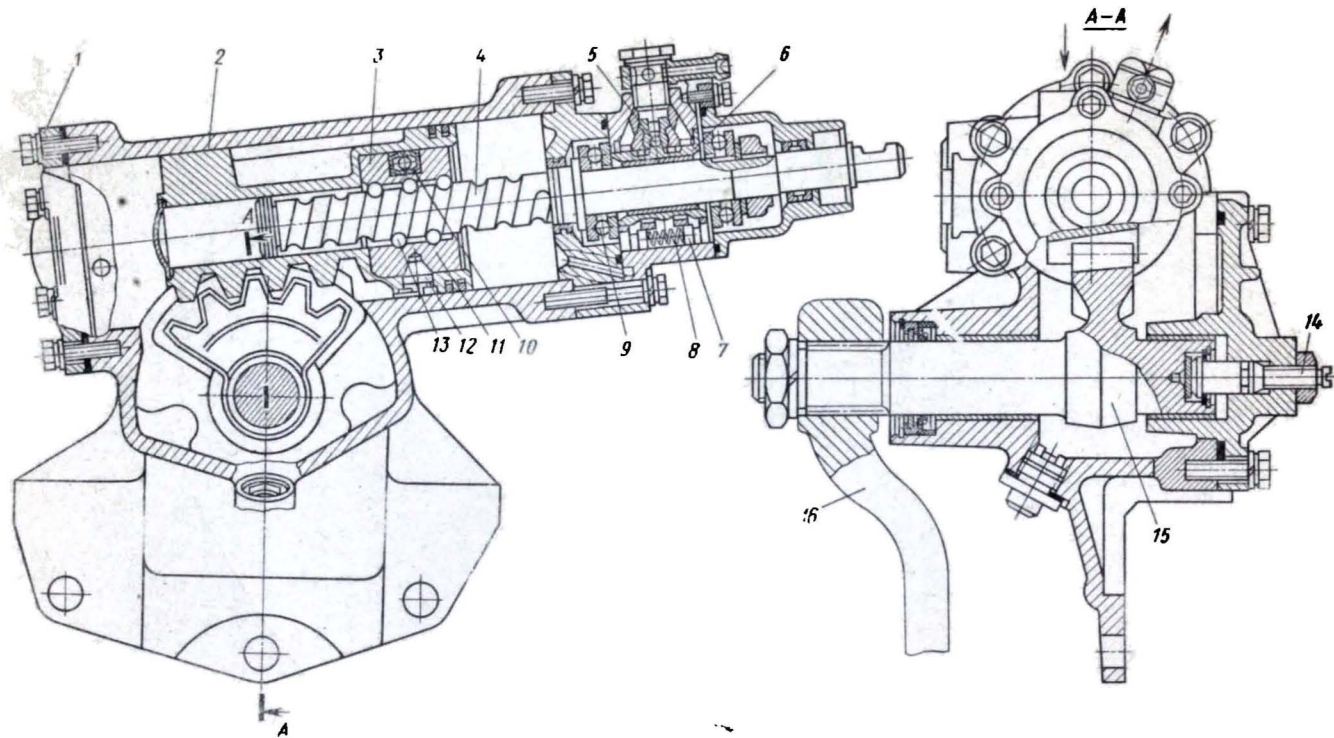


Рис. 156. Рулевой механизм с гидроусилителем автомобиля ЗИЛ-130:

- 1 — крышка; 2 — картер; 3 — поршень; 4 — винт; 5 — шариковый клапан; 6 — золотник; 7 — реактивный плунжер; 8 — пружина;
 9 — упорный подшипник; 10 — желоб; 11 — гайка; 12 — стопор; 13 — шарик; 14 — регулировочный винт; 15 — вал рулевой сошки;
 16 — сошка

увеличивают толщину среднего зуба сектора по сравнению с толщиной остальных зубьев, а глубину винтовой канавки винта делают переменной.

Зазор в паре винт—гайка не регулируется. Зазор в паре винт—сектор регулируют перемещением сектора вдоль оси вала сошки, а конические подшипники — торцевой гайкой.

Рулевые механизмы отечественных автомобилей не имеют ярко выраженных преимуществ по сравнению друг с другом; поэтому выбор рулевого механизма при проектировании производится с учетом производственных, экономических и других факторов.

§ 106. Рулевые приводы

Рулевой привод служит для силовой связи вала сошки и поворотных цапф управляемых колес, а также для обеспечения необходимого соотношения между углами их поворота.

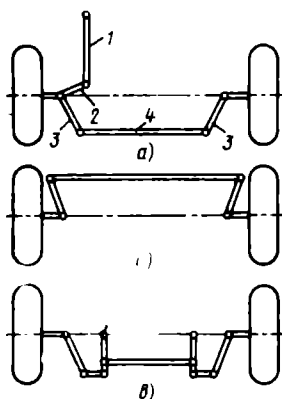
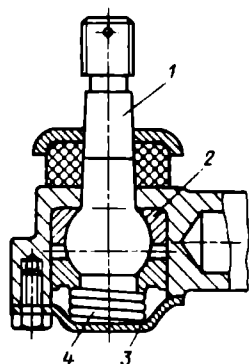


Рис. 157. Схемы рулевых трапеций:

а и б — соответственно задняя и передняя неразрезные трапеции; в — разрезная трапеция; 1 — продольная тяга; 2 — поворотный рычаг; 3 — рычаги трапеции; 4 — поперечная тяга

Рис. 158. Шарнир рулевого привода:

1 — шаровой палец; 2 — сухарь; 3 — крышка; 4 — пружина



Преобладающее распространение получили механические рулевые приводы не столько из-за точности, сколько из-за их относительной простоты в особенности для автомобилей с одним управляемым мостом.

Механический рулевой привод состоит из рычагов, тяг и шарниров.

Обязательным звеном любого привода является рулевая трапеция, простейшая схема которой для одного управляемого моста, приведена на рис. 157, а. Размеры элементов трапеции подбирают так, чтобы получить необходимое соотношение углов поворота управляемых колес.

В зависимости от места расположения относительно оси колес рулевая трапеция может быть передней (рис. 157, б) или задней (рис. 157, а). Кроме того, она может быть разрезной или неразрезной. При зависимой подвеске управляемых колес поперечная тяга обычно цельная — неразрезная (рис. 157 а), при неза-

висимой подвеске подъем или опускание одного из управляемых колес в случае применения цельной поперечной тяги вызывал бы их произвольный поворот. Чтобы избежать этого поперечную тягу делают разрезной, состоящей из двух или трех звеньев (рис. 157, а), а шарниры, связывающие их, располагают в точках, близких к осям качания рычагов подвески. В результате этого устраняется произвольный поворот колес при их вертикальном перемещении (при движении автомобиля по неровностям). Расположение продольной тяги тоже выбирают так, чтобы кинематика подвески не влияла на кинематику поворота управляемых колес. Тяги рулевых приводов обычно изготавливают из бесшовных стальных труб, что уменьшает массу и повышает жесткость тяг.

Шарниры, в большинстве случаев шарового типа, служат для беззазорного соединения тяг и рычагов вследствие применения в конструкции упругих элементов (рис. 158). В шарнирах продольной тяги помещают пружины для смягчения ударов, передаваемых со стороны колес. Затяжку пружин регулируют резьбовыми пробками. Следует считать перспективными шарниры с сухарями из пластмасс (нейлона, капрона и т. п.). Эти сухари пропитывают специальным составом, и они в процессе эксплуатации не требуют смазки. Изменением длины поперечной тяги с помощью резьбовых соединений ее концов с наконечниками шарниров регулируют сходжение колес.

Наиболее ненадежными в рулевом приводе обычно являются шарниры, поэтому усложнение привода, ведущее к увеличению числа его элементов, в том числе и шарниров, вызывает уменьшение надежности.

Рулевой привод помимо высокого КПД должен обладать достаточно большой жесткостью, чтобы исключить влияние автомобиля и ухудшение устойчивости его движения. Наличие зазоров в рулевой передаче и в местах соединения элементов рулевого управления приводит к появлению *свободного хода* рулевого колеса. При слишком большой его величине управление автомобилем на высоких скоростях движения становится затруднительным. Поэтому правилами дорожного движения предусматривается максимально допустимый свободный ход рулевого колеса, равный 25°.

При аварийных столкновениях или резком торможении автомобиля большую опасность для водителя представляют рулевая колонка и колесо, расположенные перед ним. С целью уменьшения этой опасности органы рулевого управления выполняются травмобезопасными. Площадь сечения рулевого управления и его частей, расположенных перпендикулярно направлению возможного удара, должна обеспечивать распределение силы удара на возможно большую поверхность тела водителя. В случае деформации или поломки рулевого колеса и других деталей рулевого управления не должно образовываться острых углов и выступов.

§ 107. Усилители рулевого привода

Усилитель рулевого привода служит для уменьшения усилий и энергии, затрачиваемой водителем на управление автомобилем, а также для обеспечения возможности управляемого движения автомобиля с высокой скоростью при внезапном и резком уменьшении давления воздуха в одной из шин управляемых колес. Применяемые усилители являются следующими системами с механической обратной связью.

К усилителям предъявляются следующие требования: возможность управления автомобилем в любых условиях с определенным пределом усилий на рулевом колесе; сохранение кинематических связей рулевого управления; высокие чувствительность и быстродействие на любом режиме работы двигателя; предотвращение передачи толчков от колес на рулевое колесо. Кроме того, усилители не должны препятствовать стабилизации управляемых колес.

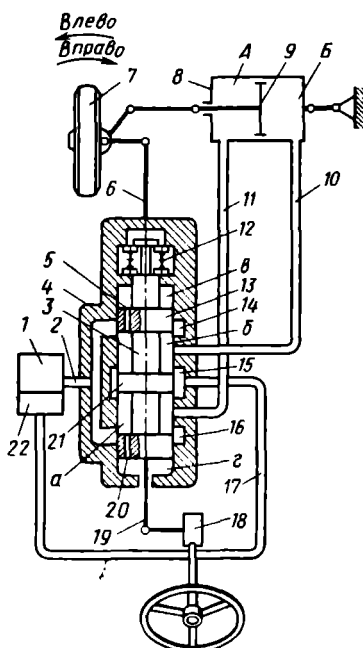


Рис. 159. Принципиальная схема рулевого управления с гидроусилителем:

1 — насос; 2, 10, 11 и 17 — маслопроводы; 3 — золотник; 4 — корпус золотника; 5 и 20 — отверстия в реактивные камеры; 6 — продольная тяга; 7 — колесо; 8 — силовой цилиндр; 9 — поршень; 12 — пружина; 13 — поршень золотника; 14, 15 и 16 — окна в корпусе; 18 — рулевой механизм; 19 — штанга; 21 — центральный поршень золотника; 22 — бачок

По виду используемой энергии усилители могут быть *гидравлическими, пневматическими, электрическими и смешанного типа*. Гидроусилители имеют явные преимущества по сравнению с остальными, поэтому они получили широкое распространение.

Принципиальная схема рулевого управления с гидроусилителем показана на рис. 159. Он состоит из насоса 1, распределителя, исполнительного (силового) цилиндра 8, рулевого механизма 18 и рулевого привода (являющегося механической обратной связью).

Насосы гидроусилителей обычно лопастные, с приводом от двигателя; максимальное давление 6,5—8 МПа, приводная мощность 2—5% мощности двигателя.

Распределители — проточные золотникового типа с гидравлической или гидромеханической фиксацией золотника в корпусе.

В зависимости от взаимного расположения элементов усилитель рулевого привода может быть выполнен по одной из четырех приведенных ниже компоновочных схем (рис. 160).

Первая схема (автомобили ЗИЛ-130, ЗИЛ-131) характеризуется объединением распределителя, силового цилиндра и рулевого механизма в одном агрегате обычно называемом гидрорулем (рис. 160, а). В качестве примера можно привести конструкцию гидроруля автомобиля ЗИЛ-130, показанную на рис. 156.

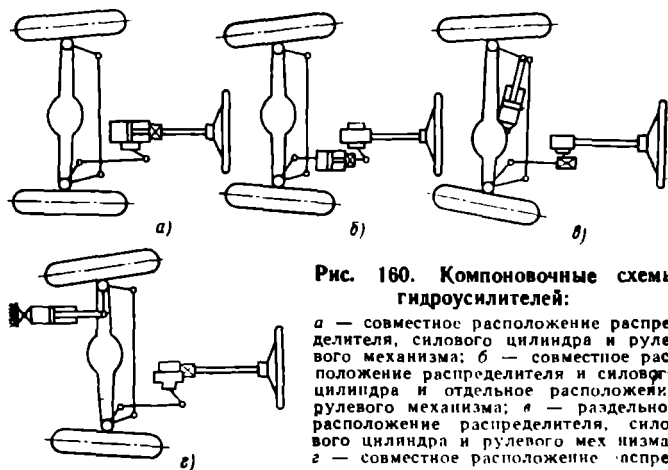


Рис. 160. Компоновочные схемы гидроусилителей:

а — совместное расположение распределителя, силового цилиндра и рулевого механизма; б — совместное расположение распределителя и силового цилиндра и отдельное расположение рулевого механизма; в — раздельное расположение распределителя, силового цилиндра и рулевого механизма; г — совместное расположение распределителя и рулевого механизма и отдельное расположение цилиндра

К преимуществам гидроруля следует отнести компактность, минимальную длину трубопроводов и, как следствие, высокое быстродействие. Кроме того, в случае применения указанного гидроруля отсутствует самовозбуждение колебаний управляемых колес. Существенным недостатком гидроруля является нагружение всех элементов рулевого привода и частично рулевого механизма, а также большие габаритные размеры основного агрегата, что затрудняет его компоновку.

Во второй схеме гидроусилителя (автомобили БелАЗ-540, КраЗ-255, МАЗ-500) совместно скомпонованные распределитель и силовой цилиндр расположены отдельно от рулевого механизма (рис. 160, б).

Гидроусилитель обладает высокой чувствительностью. Поворот колес автомобиля начинается при перемещении золотника на 0,4—0,6 мм. Усилие на рулевом колесе в начале поворота колес не превышает 50 Н, а наибольшее усилие 200 Н. Золотник не имеет центрирующих пружин и поэтому должен быть весьма точно изготовлен, чтобы движение происходило с минимальным трением. Рулевой механизм также должен обладать хорошей обратимостью, чтобы не ухудшать стабилизацию управляемых колес.

В рассматриваемой схеме можно использовать обычный рулевой механизм и трубопроводы небольшой длины. При этой схеме сохраняется незначительная склонность к возбуждению колебаний управляемых колес. Недостатками этой схемы по сравнению с первой являются большая масса гидроусилителя и определенное месторасположение цилиндра, так как скомпонованный с ним распределитель должен быть связан с сошкой. .

В третьей схеме (автомобили ГАЗ-66, ГАЗ-13) все основные элементы (рулевой механизм, распределитель и силовой цилиндр) расположены отдельно друг от друга, что обеспечивает удобство их компоновки на автомобиле, а также возможность использования стандартных деталей рулевого управления и типового рулевого механизма (рис. 160, в).

Распределитель на грузовом автомобиле ГАЗ-66 размещен в продольной тяге, а силовой цилиндр — на переднем мосту. Включение силового цилиндра в схему вблизи управляемых колес позволяет разгрузить значительную часть элементов рулевого управления от действия больших сил.

Недостатком схемы является большая длина трубопроводов, что приводит к снижению чувствительности и повышению вероятности возникновения колебательных процессов в системе гидроусилителя.

Четвертая схема (автомобиль «Урал-375») предусматривает расположение распределителя в картере рулевого механизма, а силового цилиндра — в рулевом приводе (рис. 160, г). По своим особенностям эта схема близка к предыдущей, но отличается несколько меньшей длиной трубопроводов и необходимостью использования нестандартного рулевого механизма.

Гидроусилители, выполненные по третьей и четвертой схемам, склонны к возбуждению колебаний управляемых колес, особенно в тех случаях, когда силовой цилиндр действует не на сошку или продольную тягу, а на поперечную тягу или правую цапфу.

Выявленные особенности компоновочных схем усилителей учитываются отраслевым стандартом, который регламентирует основные параметры гидроусилителей рулевого управления и рекомендует первую схему для автомобилей, у которых масса, приходящаяся на управляемые колеса, составляет 2,5—4 т, вторую и четвертую схемы — при массе, равной 4—6 т, и третью схему при массе 0,8—3 т.

§ 108. Материалы деталей рулевых управлений и тенденции их развития

Надежность рулевого управления в значительной степени определяет безопасность движения автомобиля, поэтому сохранению этого свойства на необходимом уровне уделяется весьма большое внимание. Прочность, а следовательно, и безотказность деталей в большой мере зависит от их материала. Червяки рулевых меха-

низмов изготавливают из стали 35Х (ГАЗ) с цианированием на глубину 0,25—0,3 мм и закаливанием в масле до твердости *HRC* 42—52; гребневые ролики — из стали 20Х (ГАЗ).

Винты рулевых механизмов, сошки, секторы и гайки изготавливают из стали 25ХГТ (ЗИЛ, МАЗ), вал сошки — 20Х2Н4А (ЗИЛ).

Картер рулевых механизмов отливают из ковкого чугуна.

Для изготовления шаровых пальцев шарниров используют стали 12ХНЗА, (ЗИЛ, МАЗ); 18ХНТ и 15ХН (ГАЗ). Шаровую головку и стержень цементируют на глубину 1,5—3 мм, закаливают в масле с последующим отпуском до твердости *HRC* 56—63.

Рычаги поворотных цапф и сошки отковывают из сталей 35Х, 40Х и 40ХН.

Цилиндры усилителей отливают из сталей 35, 40 или растачивают из труб. Рабочую поверхность закаливают т. в. ч. до твердости *HВ* 240—285. Рабочая поверхность должна соответствовать 9—10-му классам чистоты.

Штоки изготавливают из стали, поверхность хромируют и полируют, *HRC* 55—62. Поршни отливают из чугуна СЧ15-32 (МАЗ, ГАЗ) или куят из стали 18ХГН (ЗИЛ).

Для золотников применяется сталь 15Х с цементацией на глубину 0,9—1,2 мм, закалкой и высоким отпуском до твердости *HRC* 60—64. Гильзы изготавливают из стали 4ХНМА с закалкой и отпуском до твердости *HRC* 29—33.

Трубопроводы делают из нержавеющей стали.

Конструкции рулевых управлений будут развиваться, по-видимому, в направлении уменьшения усилий, необходимых для управления автомобилем, и повышения чувствительности рулевых управлений. Поэтому можно ожидать расширения сферы применения гидроусилителей и дальнейшего их совершенствования. Столь же вероятно использование механизмов с переменным и даже автоматически регулируемым передаточным числом, а также с полным гашением обратных толчков.

Весьма перспективны гидравлические и электрогидравлические приводы, обладающие повышенными жесткостью и точностью. Возможно появление рулевых управлений с электронными системами, обеспечивающими режимы регулирования направления движения автомобиля по заданной программе, и с ограничениями, повышающими безопасность движения.

Контрольные вопросы

1. Перечислите требования, предъявляемые к рулевому механизму, рулевому приводу, усилителю и рулевому управлению в целом.
2. Дайте сравнительную оценку рулевых механизмов.
3. Дайте сравнительную оценку четырех компоновочных схем гидроусилителей рулевого привода.
4. Перечислите меры обеспечения надежности рулевых управлений.

Глава XX

ТОРМОЗНЫЕ СИСТЕМЫ

§ 109. Требования к тормозным системам

Тормозной системой автомобиля называется совокупность устройств, предназначенных для его торможения.

Тормозная система автомобиля состоит из *рабочей, запасной и стояночной* тормозных систем. Автомобили с повышенной массой, а также предназначенные для эксплуатации в горных условиях, должны иметь еще и вспомогательную систему.

К тормозным системам автомобиля предъявляются следующие требования: обеспечение каждой из систем требуемой эффективности торможения; сохранение устойчивости автомобиля при торможении; повышенная эксплуатационная надежность; стабильные тормозные свойства; плавное действие всех тормозных систем (рабочей, запасной и стояночной при движении), что необходимо для комфортабельной и безопасной езды пассажиров; легкое управление, что требуется для создания нормальных условий работы водителя.

§ 110. Тормозные механизмы

Тормозным механизмом называется устройство, предназначенное для непосредственного создания и изменения искусственного сопротивления движению автомобиля. Тормозной механизм обычно располагают внутри обода колеса, реже — в трансмиссии.

В стояночных тормозных системах используются тормозные механизмы рабочей тормозной системы или трансмиссионные.

Колесные тормозные механизмы классифицируют по форме невращающихся трущихся элементов — на *колодочные, дисковые, ленточные и комбинированные*; по форме вращающихся трущихся элементов — на *барабанные и дисковые*.

Наибольшее распространение в автомобилях имеют барабанные тормозные механизмы с внутренним расположением колодок. Все шире применяются дисковые тормозные механизмы.

Эффективность торможения и легкость управления тормозами зависят от эффективности тормозного механизма, критерием которой служит отношение момента трения тормоза $M_{\text{тор}}$ к моменту приводной силы Pr_6 (где P — приводная сила, r_6 — радиус барабана). От тормозного механизма также требуется высокая стабильность, т. е. сохранение эффективности его работы при уменьшении коэффициента трения. К специальным конструктивным требованиям относятся уравновешенность сил, передающихся от колодок на подшипники колеса, одинаковость износа накладок и равная эффективность тормозного механизма при переднем и заднем ходе автомобиля.

Принципиальное различие конструктивных схем барабанных тормозных механизмов заключается в расположении опор колодок и характере приводных сил.

§ 111. Барабанные тормозные механизмы

На рис. 161 приведены четыре основные схемы барабанных тормозных механизмов с действующими на колодки силами: с односторонним расположением опор (рис. 161, а и б), с разнесенными опорами (рис. 161, в) и с одной опорой (рис. 161, г).

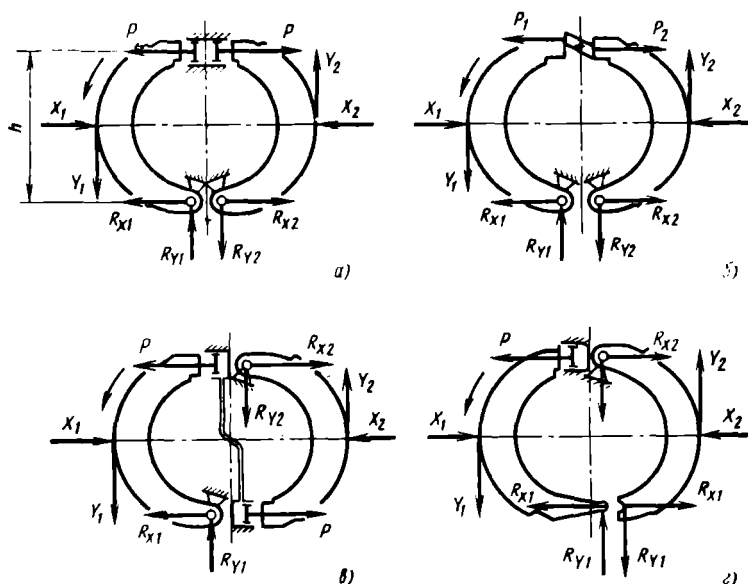


Рис. 161. Схемы барабанных тормозных механизмов:

а — с односторонним расположением опор и одинаковыми приводными силами; б — с односторонним расположением опор и одинаковыми перемещениями колодок; в — с разнесенными опорами и одинаковыми приводными силами; г — с одной опорой

В схемах, изображенных на рис. 161, а, в и г приводные силы, действующие на колодки, одинаковые, а в схеме на рис. 161, б — разные, но симметричный профиль разжимного кулака обеспечивает равные перемещения колодок (индексы 1 и 2 соответствуют передней и задней колодкам).

Тормозной механизм с односторонним расположением опор и одинаковыми приводными силами. В схеме на рис. 161, а приводная сила P поворачивает переднюю колодку вокруг опоры против часовой стрелки и прижимает ее к вращающемуся барабану. Нормальные реакции барабана на колодку сведены на схеме

к равнодействующей X_1 , а касательные силы трения — к равнодействующей Y_1 , связь между которыми выражается формулой

$$Y_1 = f_{\text{тор}} X_1, \quad (268)$$

где $f_{\text{тор}}$ — коэффициент трения фрикционной пары барабан — колодка.

Силы R_{X1} и R_{Y1} — реакции в опоре колодки. Подобные силы действуют и на заднюю колодку тормоза. Составим уравнение равновесия моментов всех сил относительно оси опоры передней колодки:

$$Ph + Y_1 r_0 - X_1 h/2 = 0.$$

Отсюда, учитывая формулу (268), получаем

$$Y_1 = P f_{\text{тор}} h / (0,5h - f_{\text{тор}} r_0).$$

Момент трения передней колодки,

$$M_{\text{тор } 1} = Y_1 r_0 = P r_0 f_{\text{тор}} h / (0,5h - f_{\text{тор}} r_0). \quad (269)$$

Аналогично получим для задней колодки

$$M_{\text{тор } 2} = Y_2 r_0 = P r_0 f_{\text{тор}} h / (0,5h + f_{\text{тор}} r_0) \quad (270)$$

Из сравнения формул (269) и (270) нетрудно установить, что при равенстве приводных сил и других одинаковых параметрах колодки развивают разные моменты трения, причем передняя больший, чем задняя. Например, $M_{\text{тор } 1} / M_{\text{тор } 2} = 2,2$ при $h = 1,6 r_0$, $f_{\text{тор}} = 0,3$. Это объясняется тем, что у передней колодки возникающие при касании ее с барабаном силы трения создают момент, прижимающий колодку к барабану, в результате усиливается первоначальное прижатие колодки. У задней колодки момент сил трения уменьшает ее прижатие, обусловленное приводной силой.

Передняя колодка, у которой направление момента сил трения относительно опоры совпадает с направлением момента приводной силы, называется *первичной*, а задняя, у которой направление этих моментов противоположны, называется *вторичной*. Если изменить направление вращения барабана, то задняя колодка будет первичной, а передняя — вторичной, а момент трения тормозного механизма (тормозной момент), равный сумме моментов трения колодок, по величине не изменится и может быть определен по формуле

$$M_{\text{тор}} = P r_0 f_{\text{тор}} h^2 / (0,25h^2 - f_{\text{тор}}^2 r_0^2). \quad (271)$$

Так как нормальные реакции X_1 и X_2 и касательные силы трения Y_1 и Y_2 соответственно не равны друг другу, тормоз является неуравновешенным. Поскольку $X_1 > X_2$ и $Y_1 > Y_2$, а число торможений при движении автомобиля вперед неизмеримо больше, чем при заднем ходе, то фрикционная накладка передней колодки изнашивается значительно интенсивнее, чем задняя.

Тормозные механизмы, имеющие описанную выше схему, применяются на автомобилях ГАЗ-53А, ГАЗ-24 «Волга» (задние),

ЗАЗ-966 «Запорожец» (задние) и др. В качестве примера конструкции на рис. 162 показан тормозной механизм автомобиля ГАЗ-53А. Равенство приводных сил обеспечивается одинаковой площадью поршней колесного цилиндра.

Для уравнивания износа накладка 8 передней колодки 1 несколько длиннее накладки 6 задней колодки 5. В других конструкциях подобных тормозных механизмов накладку передней колодки

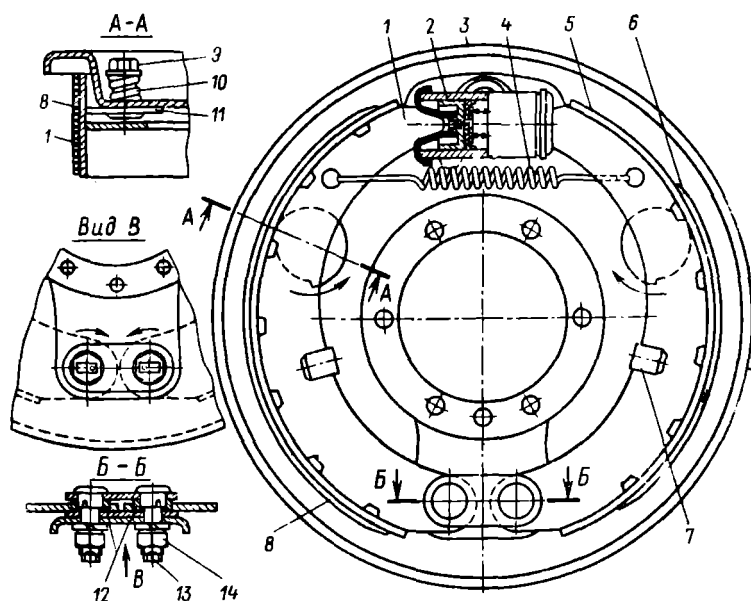


Рис. 162. Тормозной механизм переднего колеса автомобиля ГАЗ-53А:

1 — передняя колодка; 2 — рабочий цилиндр; 3 — опорный диск; 4 — стяжная пружина; 5 — задняя колодка; 6 — накладка задней колодки; 7 — направляющая скоба; 8 — накладка передней колодки; 9 — головка эксцентрика; 10 — пружина эксцентрика; 11 — эксцентрик; 12 — эксцентричные шайбы; 13 — опорный палец; 14 — гайка пальца

иногда делают толще накладки задней колодки. Зазор между колодкой и барабаном при износе накладок регулируют с помощью эксцентриков 11, а центрирование колодок производят путем поворота опорных пальцев 13 с эксцентричными шайбами 12.

Тормозной механизм с односторонним расположением опор и одинаковыми перемещениями колодок. У тормозных механизмов с односторонним расположением опор и одинаковыми перемещениями колодок (рис. 161, б) нормальные реакции колодок и касательные силы трения соответственно равны $X_1 = X_2$ и $Y_1 = Y_2$.

При указанном направлении вращения барабана (против часовой стрелки) передняя колодка является первичной, а задняя — вторичной. Моменты трения колодок выражаются уравнениями, выведенными для тормозного механизма, показанного на

рис. 161, а. Так как $Y_1 = Y_2$, то и моменты трения колодок равны между собой: $M_{\text{тор}1} = M_{\text{тор}2}$ или

$$P_1 r_{\text{тор}} h / (0,5h - f_{\text{тор}} r_{\text{б}}) = P_2 r_{\text{тор}} h / (0,5h + f_{\text{тор}} r_{\text{б}}).$$

Следовательно, приводные силы P_1 и P_2 неодинаковые:

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{0,5h - f_{\text{тор}} r_{\text{б}}}{0,5h + f_{\text{тор}} r_{\text{б}}},$$

причем $P_1 < P_2$, что объясняется действием сил трения колодок.

Общий момент трения тормозного механизма с односторонним расположением опор и одинаковыми перемещениями

$$M_{\text{тор}} = r_{\text{тор}} h \frac{P_1 (0,5h + f_{\text{тор}} r_{\text{б}}) + P_2 (0,5h - f_{\text{тор}} r_{\text{б}})}{0,25h^2 - f_{\text{тор}}^2 r_{\text{б}}^2}, \quad (272)$$

и величина его не меняется при изменении направления вращения барабана (при заднем ходе автомобиля).

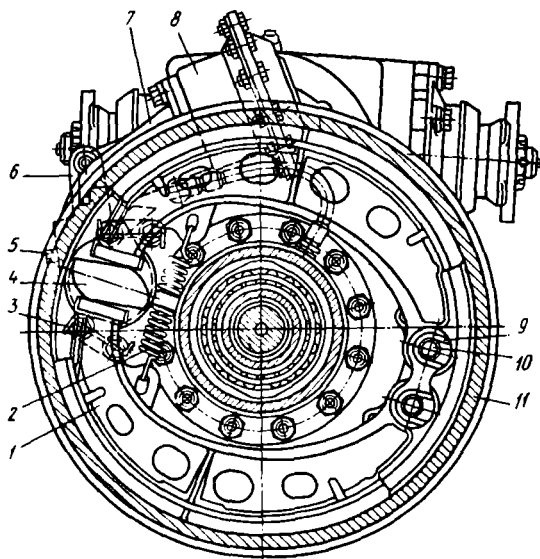


Рис. 163. Тормозной механизм автомобиля ЗИЛ-131:

1 — колодка; 2 — стяжная пружина; 3 — шплинт; 4 — разжимной кулак; 5 — регулировочный винт; 6 — рычаг; 7 — кронштейн; 8 — тормозная камера; 9 — чека; 10 — опорный палец; 11 — барабан

Равенство нормальных реакций колодок у этого тормозного механизма делает его уравновешенным, а равенство касательных сил трения обеспечивает одинаковую интенсивность изнашивания накладок колодок.

Тормозные механизмы с равными перемещениями колодок устанавливаются на грузовых автомобилях ЗИЛ, МАЗ, КрАЗ и др. На рис. 163 показан тормозной механизм автомобиля ЗИЛ-131. Симметричностью профиля разжимного кулака 4 достигается равенство перемещений колодок 1 и, как следствие, равенство их моментов трения. Конструкция данного тормозного механизма по

простоте и надежности не уступает конструкции тормозных механизмов предыдущего типа.

Тормозной механизм с разнесенными опорами и одинаковыми приводными силами. В тормозных механизмах с разнесенными опорами и одинаковыми приводными силами (рис. 161, в) обе колодки при принятом направлении вращения являются первичными, по-

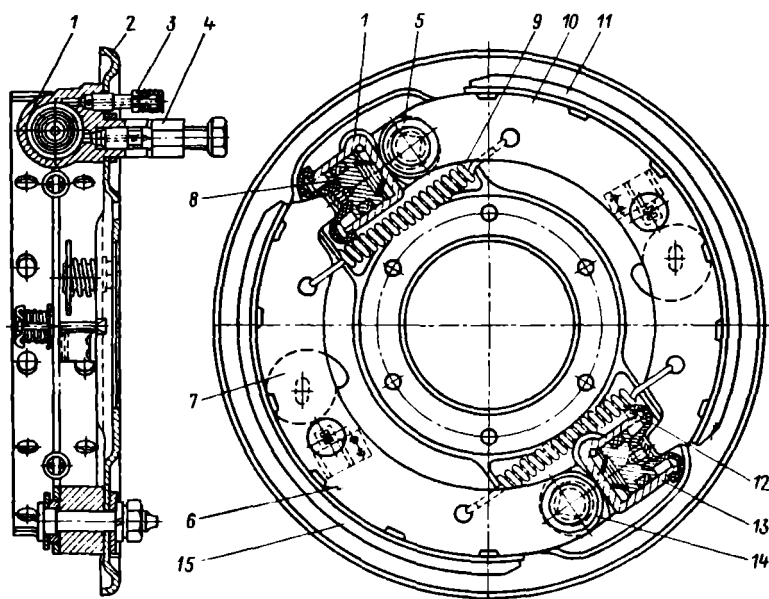


Рис. 164. Тормозной механизм переднего колеса автомобиля УАЗ-452:

1 и 13 — рабочие цилиндры; 2 — опорный диск; 3 — перепускной клапан; 4 — штуцер;
5 и 14 — опорные пальцы; 6 и 10 — колодки; 7 — регулировочный эксцентрик; 8 — поршень; 9 и 12 — стяжные пружины; 11 и 15 — фрикционные накладки колодок

этому при $P_1 = P_2 = P$ обеспечивается равенство нормальных реакций, касательных сил трения и моментов трения колодок:

$$X_1 = X_2; \quad Y_1 = Y_2;$$

$$M_{\text{тор}1} = M_{\text{тор}2} = Pr_0 f_{\text{тор}} h / (0,5h - f_{\text{тор}} r_0),$$

а суммарный момент трения (тормозной момент)

$$M_{\text{тор}} = Pr_0 2f_{\text{тор}} h / (0,5h - f_{\text{тор}} r_0). \quad (273)$$

Тормозной механизм является уравновешенным. Интенсивность изнашивания обеих накладок одинакова, так как обе колодки работают в одинаковых режимах. При изменении направления вращения обе колодки становятся вторичными, момент трения (тормозной момент) резко падает.

Тормозные механизмы с разнесенными опорами и одинаковыми приводными силами используют на передних колесах автомобилей ГАЗ-66, УАЗ-452, «Москвич». На рис. 164 показан тормозной

механизм переднего колеса автомобиля УАЗ-452. Концы колодок 6 и 10 упираются в поршни 8 двух одинаковых колесных цилиндров 1 и 13, полости которых соединены между собой трубопроводом, чем достигается равенство приводных сил, и, как следствие, равенство моментов трения колодок. Конструкция механизма несколько сложнее, чем у тормозных механизмов, описанных выше.

Тормозной механизм с самоусилением. В схеме, изображенной на рис. 161, 2, опорой передней колодки служит задняя, последняя упирается в опорный палец. При принятом на схеме направлении вращения барабана обе колодки являются первичными, но с разными приводными силами.

У передней колодки приводная сила P создается давлением в колесном цилиндре, поэтому момент трения определяется формулой (269).

Для задней колодки приводной силой является сила давления передней колодки на заднюю. Эта сила может быть найдена из условия равновесия горизонтальных сил, действующих на переднюю колодку:

$$P + R_{X1} - X_1 = 0,$$

откуда, учитывая, что $X_1 = Ph/(0,5h - f_{\text{top}}r_6)$, получаем

$$R_{X1} = X_1 - P = P \left(\frac{h}{0,5h - f_{\text{top}}r_6} - 1 \right).$$

Тогда момент трения задней колодки

$$M_{\text{top } 2} = Pr_6 f_{\text{top}} h \frac{0,5h + f_{\text{top}}r_6}{(0,5h - f_{\text{top}}r_6)^2},$$

а момент трения тормозного механизма (тормозной момент)

$$M_{\text{top}} = Pr_6 f_{\text{top}} h^2 / (0,5h - f_{\text{top}}r_6)^2. \quad (274)$$

Поскольку $M_{\text{top } 1} < M_{\text{top } 2}$, то и $X_1 < X_2$ и $Y_1 < Y_2$, следовательно, тормозной механизм является неуравновешенным; изнашивание накладок задней колодки будет значительно более интенсивным, чем у передней.

В связи с тем, что приводная сила задней колодки увеличивается благодаря действию касательных сил трения передней колодки, рассматриваемый тормозной механизм называют тормозом с самоусилением. При изменении направления вращения барабана обе колодки становятся вторичными и тормозной момент должен значительно уменьшиться. Однако в реальных конструкциях этот недостаток устранен, и при движении автомобиля задним ходом тормозной момент остается по величине таким же, как и при движении автомобиля вперед.

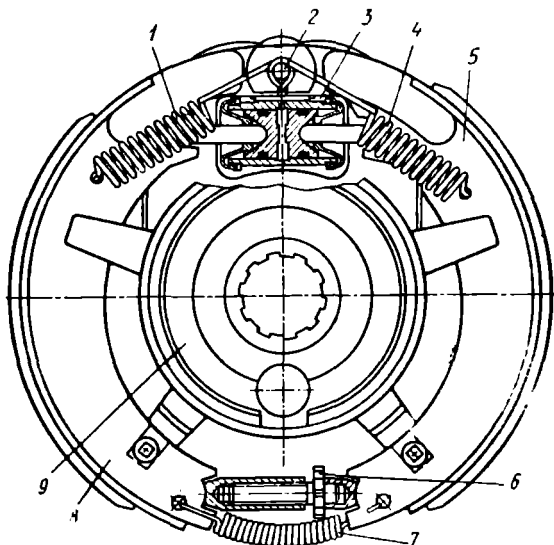
Тормозные механизмы с самоусилением устанавливаются на зарубежных автомобилях и на некоторых отечественных. На рис. 165 в качестве примера приведена конструкция тормозного механизма автомобиля ГАЗ. Интенсивность изнашивания накладок задней колодки 5 выше, чем накладок передней колодки 8,

поэтому накладка колодки 5 имеет большую длину. Этим уравнивается износ накладок в процессе эксплуатации автомобиля.

Сравнение схем тормозных механизмов. Рассмотренные выше особенности основных конструктивных схем барабанных тормозных механизмов позволяют провести их сравнительную оценку. Последняя проводится при одинаковых параметрах ($h = 1,6r_6$) и коэффициентах трения ($f_{\text{тор}} = 0,3$).

Рис. 165. Тормозной механизм автомобиля ГАЗ:

1, 4 и 7 — пружины; 2 — опорный палец; 3 — рабочий цилиндр; 5 — задняя колодка; 6 — регулировочная муфта; 8 — передняя колодка; 9 — кронштейн (опорный диск)



По эффективности тормозной механизм с односторонними опорами и одинаковыми перемещениями является худшим среди сравниваемых. Если принять его оценочную величину эффективности за единицу ($M_{\text{тор}}/Pr_6 = 1$), то у тормозного механизма с односторонним расположением опор и одинаковыми приводными силами $M_{\text{тор}}/Pr_6 = 1,22$, т. е. его эффективность на 22% выше; у тормозного механизма с разнесенными опорами и одинаковыми приводными силами $M_{\text{тор}}/Pr_6 = 1,6$ (60%); у тормозного механизма с самоусилием $M_{\text{тор}}/Pr_6 = 2,56$ (156%).

Неуравновешенность тормозных механизмов, которая оценивается относительной суммарной силой, действующей на подшипники колеса при торможении $(\Delta\bar{X} + \Delta\bar{Y})/P$, имеет следующие значения для сравниваемых тормозных механизмов:

с односторонними опорами и одинаковыми перемещениями

$$(\Delta\bar{X} + \Delta\bar{Y})/P = 0;$$

с односторонними опорами и одинаковыми приводными силами

$$(\Delta\bar{X} + \Delta\bar{Y})/P = 1,73;$$

с разнесенными опорами и одинаковыми приводными силами

$$(\Delta \bar{X} + \Delta \bar{Y})/P = 0;$$

с самоусилением

$$(\Delta \bar{X} + \Delta \bar{Y})/P = 3,84.$$

Как следует из приведенных выше величин, наихудшим является тормозной механизм с самоусилением.

Стабильность сравниваемых тормозных механизмов оценивают по графику, приведенному на рис. 166, на котором по оси абсцисс отложен коэффициент трения $f_{\text{тор}}$, а по оси ординат — отношение тормозного момента $M_{\text{тор}}$ при $f_{\text{тор}} < 0,3$ к тормозному моменту $M_{\text{тор}}$ при $f_{\text{тор}} = 0,3$, который принят за начальный.

Наибольшей стабильностью обладает тормозной механизм с односторонними опорами и одинаковыми перемещениями: вследствие уменьшения коэф-

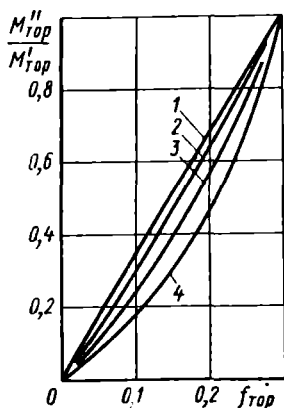


Рис. 166. Зависимость относительного тормозного момента от коэффициента трения $f_{\text{тор}}$ для различных тормозных механизмов:

1 — с односторонними опорами и одинаковыми перемещениями; 2 — с односторонними опорами и одинаковыми приводными силами; 3 — с разнесенными опорами и одинаковыми приводными силами; 4 — с самоусилением

фициента трения в результате нагрева или по иным причинам (попадание грязи, масла, воды) момент трения снижается у него в наименьшей степени по сравнению с другими тормозными механизмами. Минимальную стабильность имеет тормоз с самоусилением.

Сопоставление проведенных оценок по эффективности и стабильности тормозных механизмов показывает взаимную зависимость этих параметров. Чем большей эффективностью обладает тормозной механизм, тем меньше у него стабильность и наоборот.

§ 112. Дисковые тормозные механизмы

На рис. 167 показан дисковый тормозной механизм передних колес автомобилей ВАЗ-2101 «Жигули». Вследствие равенства давлений в рабочих цилиндрах 5 и 13 обеспечивается уравнивание сил нажатия на диск 1 и отсутствует осевая нагрузка. После прекращения действия давления поршни 4 и 14 освобождают колодки 8 и 10, которые отходят от диска и фиксируются в исходном положении специальными пружинами.

Величина тормозного момента дискового тормозного механизма определяется средним радиусом трения диска $r_{\text{д}}$, силой P нажатия колодки на диск и коэффициентом трения $f_{\text{тор}}$:

$$M_{\text{тор}} = 2Pr_{\text{д}}f_{\text{тор}}.$$

По эффективности и стабильности дисковый тормозной механизм равноценен барабанному с одинаковыми перемещениями. Он уравновешен и имеет одинаковую интенсивность изнашивания накладок. Уравновешенность приводных сил позволяет увеличивать их до необходимой по тормозной эффективности величины без ограничения по деформациям элементов конструкции. Поэтому габаритные размеры дискового тормозного механизма меньше, чем у барабанного, что облегчает его компоновку в колесе автомобиля.

Кроме того, дисковый тормозной механизм имеет еще ряд преимуществ: возможность работы с малыми зазорами, что сокращает время срабатывания тормозной системы и позволяет увеличить передаточное число привода; возможность увеличения поверхности трения фрикционных накладок, а следовательно, уменьшения давления на них; равномерное распределение давления по поверхности трения и, как следствие, равномерный износ накла-

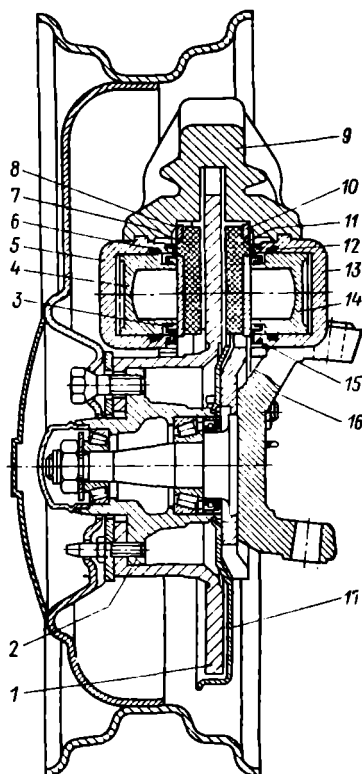


Рис. 167. Тормозной механизм переднего колеса автомобиля ВАЗ-2101 «Жигули»: 1 — диск; 2 — ступица колеса; 3 и 15 — пылезащитные чехлы; 4 и 14 — поршни; 5 и 13 — рабочие цилиндры; 6 и 12 — уплотнительные кольца; 7 и 11 — фрикционные накладки; 8 и 10 — колодки; 9 — суппорт; 16 — поворотная цапфа; 17 — кожух

док; большая поверхность охлаждения и лучший теплоотвод от трущихся поверхностей, т. е. меньший нагрев и большая стабильность тормозного момента; независимость эффективности торможения от степени износа накладок; меньшая масса конструкции при равном тормозном моменте.

§ 113. Нагрев и охлаждение тормозных механизмов и материалы для их деталей

Нагрев и охлаждение тормозных механизмов. В процессе торможения автомобиля происходит значительный нагрев элементов тормозных механизмов и износ накладок. Вследствие износа накладок увеличивается зазор между ними и тормозным барабаном, повышается время срабатывания, что, в конечном итоге,

существенно уменьшает эффективность торможения. Восстановление первоначального зазора в эксплуатационных условиях производится периодическими регулировками его при техническом обслуживании автомобилей, однако более рациональным является автоматическое поддержание постоянства зазора между трущимися поверхностями.

Существует несколько типов приспособлений для автоматического поддержания постоянства зазора (фрикционные, храповые, гребенчатые, заклинивающиеся). Наиболее простое из них показано на рис. 168. На поршне 1 рабочего цилиндра 3 установлено

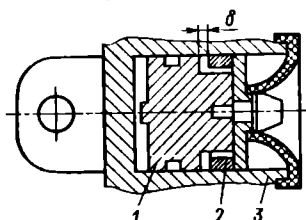


Рис. 168. Рабочий цилиндр с устройством для автоматического регулирования зазора

упругое стальное кольцо 2 с осевым зазором δ , соответствующим максимально допустимому в эксплуатации зазору между накладкой и барабаном. При увеличении зазора сверх нормы в результате износа деталей упругое кольцо при очередном торможении передвинется в новое положение и ограничит отход колодки после растормаживания, вследствие чего восстановится первоначальный зазор.

При нагреве трущихся поверхностей ухудшаются тормозные качества автомобиля и интенсифицируется процесс изнашивания накладок. При частых торможениях автомобиля температура на внутренней поверхности барабана может достигать 700—800°С. В случае деформации барабана в результате нагрева (увеличение радиуса), уменьшается поверхность трения и увеличивается зазор между накладками и барабаном. Вследствие этого уменьшается тормозной момент и возрастает износ. При нагреве накладок существенно снижается коэффициент трения и повышается интенсивность изнашивания.

Таким образом, в конструкции тормозного барабана должен быть предусмотрен хороший теплоотвод, который обеспечивается выбором соответствующего материала, достаточной массой, развитой поверхностью охлаждения и улучшением вентиляции.

Материалы деталей. Тормозные барабаны делают литыми или штампованными из одного материала (чугуна, стали) или биметаллическими (стальные с ободом из чугуна, алюминиевые со вставками из чугуна и т. п.). Лучшими качествами обладают биметаллические барабаны. Увеличение поверхности охлаждения достигается путем оребрения барабанов, а улучшение вентиляции — выдвижением тормозных механизмов из ободьев колес, а также принудительным воздушным охлаждением. Существуют конструкции с принудительным жидкостным охлаждением.

К фрикционному материалу тормозных накладок предъявляются следующие требования: обеспечение в паре с материалом трущейся поверхности вращающегося элемента высокого коэф-

фициента трения (0,3—0,35); стабильность коэффициента трения при нагреве, высоких скоростях скольжения, попадании воды, грязи и масла; высокая жесткость (при деформации накладки изменяется передаточное число привода); стойкость при высоких температурах (до 350 — 400° С); стабильность фрикционных свойств во времени.

Широкое распространение имеет волокнистый асбест с органическими связывающими элементами. Применяется также пластмасса из эбонита с различными компонентами. Накладки из прессованного материала обладают большей жесткостью, чем плетеные. Износ накладок из этих материалов существенно увеличивается с ростом температуры (в 2—5 раз при повышении температуры от 100 до 300° С).

Перспективными являются металлокерамические накладки. Они хорошо выдерживают высокие температуры, сохраняют стабильность коэффициента трения и обладают наиболее высокой жесткостью.

§ 114. Тормозные приводы

Тормозным приводом называется совокупность устройств, предназначенных для передачи энергии от ее источника к тормозным механизмам и для управления энергией в процессе ее передачи с целью осуществления торможения.

Тормозной привод обычно состоит из органа управления, передаточного механизма и аккумуляторов энергии (последних может и не быть). Помимо удовлетворения общих требований (высокий КПД, простота конструкции и эксплуатации и т. д.) тормозной привод должен обеспечивать: быстрое и одновременное приведение в действие тормозных механизмов; необходимое распределение приводных сил между тормозными механизмами; пропорциональность между усилием на тормозной педали и приводными силами, воздействующими на тормозные механизмы; повышенную надежность.

По источнику энергии тормозные приводы делятся на приводы, в которых используется энергия водителя, энергия двигателя автомобиля, и комбинированные.

По виду используемой энергии тормозные приводы могут быть механическими, гидравлическими, пневматическими, электрическими и комбинированными (гидромеханическими, гидропневматическими, пневмоэлектрическими и т. п.).

Механический тормозной привод. Механический тормозной привод представляет собой совокупность рычагов, валиков, шарниров тяг, через которые усилие от водителя передается к тормозным механизмам.

Недостаточная жесткость элементов привода затрудняет синхронность работы тормозных механизмов колес и требуемое распределение приводных сил. Кроме того, большое число трущихся поверхностей в приводе значительно снижает его КПД (до 0,4—

0,6), что требует существенного увеличения усилия нажатия на педаль. Поэтому механический привод в настоящее время в рабочих тормозных системах не используется. Однако высокая надежность и неограниченность времени передачи усилия делают его практически единственным применяемым приводом для стояночной тормозной системы автомобиля.

Гидравлический тормозной привод. Гидравлический тормозной привод состоит из главного тормозного цилиндра, на поршень которого передается усилие нажатия на педаль, рабочих цилиндров, расположенных в тормозных механизмах, и трубопроводов, соединяющих все цилиндры. При нажатии на педаль увеличение давления жидкости становится практически возможным только тогда, когда все колодки начнут прижиматься к барабанам. Чем большее усилие приложено к педали, тем выше давление поршня главного тормозного цилиндра на жидкость и тем больше приводные силы. Таким образом, достигается одновременное начало работы всех тормозных механизмов и постоянная зависимость между усилием на тормозной педали и приводными силами.

Помимо этого, гидравлический привод обеспечивает малое время срабатывания вследствие несжимаемости жидкости; необходимое распределение приводных сил между тормозными механизмами и между колодками вследствие неодинаковости размеров колесных цилиндров; высокий КПД (0,8—0,9); небольшие габаритные размеры и массу; удобство компоновки.

Недостатками гидравлического тормозного привода являются невозможность одноразового длительного торможения; выход из строя всей системы при нарушении герметичности любого элемента; чувствительность к температурным условиям; ограничение максимальных приводных сил. Последний недостаток исключает применение гидравлического тормозного привода на автомобилях с полной массой свыше 4000—5000 кг.

Пневматический тормозной привод. Пневматический тормозной привод (рис. 169) состоит из воздушного баллона 6, в который подается сжатый воздух из компрессора 2, тормозного крана 7 — следящего механизма, регулирующего давление воздуха пропорционально усилию, приложенному к педали, тормозных камер 1 и 8, штоки которых связаны с разжимными кулаками тормозных механизмов, и трубопроводов.

В исходном положении, соответствующем расторможенному состоянию, тормозной кран соединяет внутренние полости тормозных камер с атмосферой, что гарантирует отсутствие воздействия на разжимные кулаки со стороны привода и полное выключение тормозных механизмов. При нажатии на педаль тормозной кран сначала отсоединяет полости тормозных камер от атмосферы, а затем пропускает в них сжатый воздух под давлением, пропорциональным усилию воздействия на педаль.

Преимуществами пневматического привода являются: малая работа, затрачиваемая водителем при торможении; более легкое,

чем у гидравлического привода, управление тормозными механизмами прицепов; возможность использования различных пневматических устройств благодаря наличию запаса сжатого воздуха.

К недостаткам пневматического привода относятся: сложность аппаратуры и всей системы в целом, большие масса и стоимость; относительно большое время срабатывания; выход из строя привода при местном повреждении.

Указанные свойства объясняют использование пневматического привода в автомобилях большой массы (8—10 т) и автопоездах.

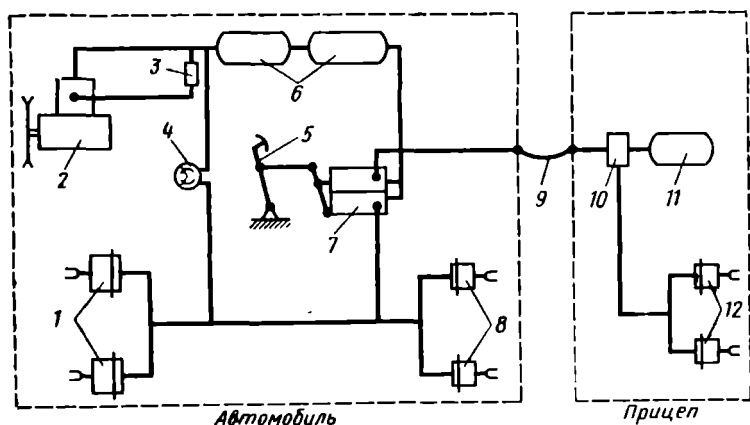


Рис. 169. Однопроводная система пневматического тормозного привода автопоезда: 1 и 8 — тормозные камеры соответственно передних и задних колес; 2 — компрессор; 3 — регулятор; 4 — манометр; 5 — педаль; 6 — воздушные баллоны автомобиля; 7 — тормозной кран; 9 — соединительный шланг; 10 — воздухопроводитель прицепа; 11 — воздушный баллон прицепа; 12 — тормозные камеры прицепа

Комбинированный пневмогидравлический привод. Стремление устранить недостатки, свойственные гидравлическому и пневматическому приводам, привело к созданию комбинированных приводов, в том числе и пневмогидравлического.

На рис. 170 в качестве примера показана схема пневмогидравлического привода автомобиля «Урал-375». При нажатии на педаль комбинированный тормозной кран 1 открывает доступ сжатому воздуху по трубопроводам в пневмоцилиндры 4 и 6 с двойными поршнями, которые под давлением сжатого воздуха через штоки и толкатели нажимают на поршни главных тормозных цилиндров 5 и 7. Далее давление жидкости по трубопроводам передается в рабочие цилиндры 8 и 11, которые приводят в действие колодки тормозных механизмов 9, 10 и 12.

Комбинированный кран обеспечивает пропорциональную связь между усилиями нажатия на педаль и приводными силами.

Пневматическая часть комбинированного привода обуславливает легкость управления тормозной системой прицепа, а гидравлическая — синхронность торможения всех колес автомобиля и малое время срабатывания.

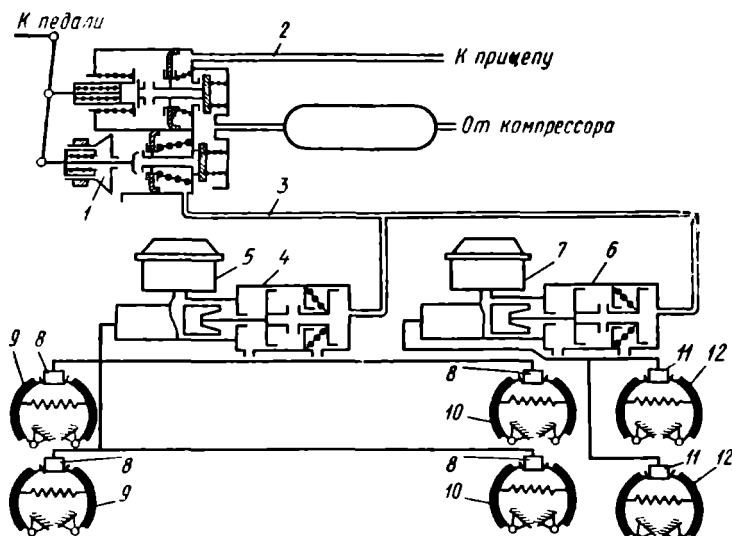


Рис. 170. Схема тормозного привода автомобиля «Урал-375»:

1 — комбинированный двухсекционный тормозной кран; 2 — трубопровод к прицепу; 3 — трубопровод; 4 и 6 — пневмоцилиндры; 5 и 7 — главные тормозные цилиндры; 8 — рабочие цилиндры первого контура; 9, 10 и 12 — тормозные механизмы соответственно передних, средних и задних колес; 11 — рабочие цилиндры второго контура

§ 115. Двухконтурные тормозные системы

Появление и развитие двухконтурных тормозных систем объясняется возросшими требованиями по безопасности автомобильного движения и надежности тормозных механизмов.

Контур привода — независимая часть тормозного привода, остающаяся работоспособной при выходе из строя остальной части привода. Системы, имеющие две такие независимые части, называются *двухконтурными*.

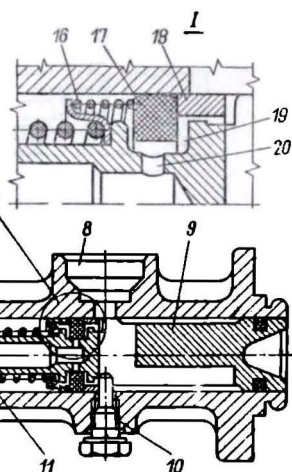
Гидравлический тормозной привод рабочей тормозной системы автомобилей ВАЗ является двухконтурным вследствие использования сдвоенного (двухкамерного) главного тормозного цилиндра, конструкция которого показана на рис. 171.

При нажатии на тормозную педаль поршень 9 контура передних колес передвигается влево относительно неподвижной упорной втулки 18. При этом закрывается щель и камера 7 отсоединяется от бачка. При дальнейшем движении поршня влево в камере создается давление, необходимое для торможения. Почти одновременно начинает двигаться влево и поршень 13 контура

задних колес, создавая в своей камере 4 необходимое давление. При исправности обоих контуров давление в них практически одинаковое. Если выйдет из строя контур передних колес, то при нажатии на педаль правый поршень упрется в левый и при дальнейшем совместном перемещении будет создано требуемое давление в контуре задних колес. При утечке жидкости из контура задних колес левый поршень упирается в пробку 1, а нажатием толкателя педали на правый поршень производится торможение передних колес.

Рис. 171. Главный тормозной цилиндр автомобиля ВАЗ-2101 «Жигули»:

1 — пробка; 2 и 6 — отверстия для трубопроводов к рабочим цилиндрам; 3 — корпус; 4 и 7 — камеры; 5 и 8 — отверстия для трубопроводов от бачков; 9 и 13 — поршни привода соответственно переднего и заднего контуров; 10 и 14 — ограничители; 11, 15 и 16 — пружины; 12 — манжета; 17 — уплотнительное кольцо; 18 — упорная втулка; 19 — щель; 20 — отверстие



В гидравлическом тормозном приводе автомобиля ГАЗ-24 «Волга» имеется разделитель, установленный в стыке трех трубопроводов — от главного тормозного цилиндра к рабочим цилиндрам передней и задней осей. При нажатии на педаль в случае выхода из строя одного контура привода жидкость, вытесняемая из главного тормозного цилиндра, перемещает поршень разделителя, вследствие чего отсоединяется поврежденный контур. При повторном нажатии на педаль тормозные механизмы приводятся в действие вторым контуром, который остается неповрежденным.

Тормозной привод автомобилей КамАЗ, схема которого показана на рис. 172, является многоконтурным.

Первый контур привода управляет действием тормозов передних колес и состоит из воздушного баллона 6 емкостью 20 л, верхней секции тормозного крана 14, клапана ограничителя давления, клапана контрольного вывода и двух тормозных камер 15.

Второй контур привода тормозов колес задней тележки состоит из воздушного баллона 5 емкостью 40 л, нижней секции тормозного крана, автоматического регулятора тормозных сил 18,

четырёх тормозных камер 16 с пружинными энергоаккумуляторами 17 и клапана контрольного вывода.

Оба контура работают независимо друг от друга, но управляются одним двухсекционным тормозным краном, который приводится в действие тормозной педалью через механический рычажно-тяговый привод. Тормозной кран является поршневым

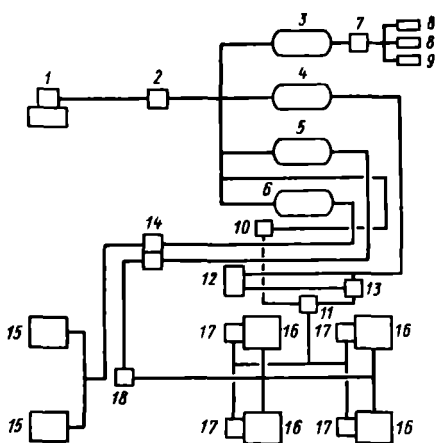


Рис. 172. Схема тормозного привода автомобиля КамАЗ:

1 — компрессор; 2 — регулятор давления; 3 — воздушный баллон вспомогательного тормозного механизма; 4 — воздушный баллон стояночного и аварийного тормозных механизмов; 5 — воздушный баллон тормозных механизмов задних осей; 6 — воздушный баллон тормозных механизмов передней оси; 7 — кран включения вспомогательного тормоза; 8 — цилиндр привода вспомогательного тормозного механизма; 9 — цилиндр выключения подачи топлива; 10 — кран растормаживания пружинных энергоаккумуляторов; 11 — перепускной клапан; 12 — тормозной кран обратного действия (стояночных тормозных механизмов); 13 — ускорительный клапан; 14 — тормозной двухсекционный кран; 15 — передние тормозные камеры; 16 — задние тормозные камеры; 17 — пружинные энергоаккумуляторы; 18 — регулятор тормозных сил

следящим механизмом прямого действия. Наличие двух секций обеспечивает действие одного из контуров привода при выводе из строя другого.

§ 116. Противоблокировочные устройства

При торможении автомобиля происходит перераспределение нагрузки на мосты. Колеса переднего моста получают дополнительную нагрузку, а колеса заднего — разгружаются. Степень перераспределения нагрузок на колеса при торможении зависит от силы инерции, а следовательно, от полной массы автомобиля и ускорения (замедления). Масса автомобиля и ускорения являются переменными величинами и зависят от степени загрузки автомобиля и интенсивности торможения.

Обычные тормозные приводы обеспечивают постоянное соотношение приводных сил тормозных механизмов колес автомобиля, т. е. постоянное соотношение тормозных моментов колес и мостов. Таким образом, колеса переднего и заднего мостов автомобиля работают в неодинаковых переменных режимах торможения, причем полное блокирование колес разных мостов происходит, как правило, одновременно. В большинстве случаев первыми переходят в режим полного скольжения (блокируются) колеса заднего моста, что может привести к заносу автомобиля.

Для достижения максимальной эффективности и устойчивости автомобиля при торможении необходимо такое регулирование соотношения тормозных сил всех тормозных механизмов, при котором колеса не блокировались бы полностью. При нажатии на педаль с максимальным усилием все колеса развивают максимальные тормозные моменты, что обеспечивается при качении колес с частичным скольжением (10—20%). Так как степень скольжения колес при торможении автомобиля определяется двумя параметрами — коэффициентами сцепления и нагрузкой на колеса, то именно эти параметры могут быть задающими для улучшенных тормозных систем, имеющих автоматические устройства для корректирования работы тормозного привода.

В настоящее время нет противоблокировочных устройств, полностью отвечающих сформулированному выше требованию, хотя экспериментальные работы в этом направлении ведутся весьма интенсивно. На некоторых отечественных автомобилях в тормозные приводы введены приборы, которые несколько улучшают эффективность торможения.

Регулятор тормозных сил автомобилей ВАЗ (рис. 173) служит для автоматического изменения тормозных сил в зависимости от действительной нагрузки задних колес.

Корпус 11 закреплен на кузове, а рычаг тормозного механизма, действующий на шток поршня 3, соединен с задним мостом. Между поршнем и втулкой имеется кольцевой зазор. К втулке прижат пружиной 9 уплотнитель 7. Другим концом пружина упирается в резиновое кольцо 10. Сверху корпус закрыт пробкой 4. К полости А через штуцер 2 подключен трубопровод от главного тормозного цилиндра. Полость Б штуцером 6 и трубопроводами соединена с рабочими цилиндрами задних колес. При нажатии на педаль 13 жидкость из главного тормозного цилиндра поступает в полость А и через отверстия а в фланце поршня и зазор между головкой поршня и втулкой — в полость Б, а затем подается к рабочим цилиндрам задних колес. Возрастающее давление

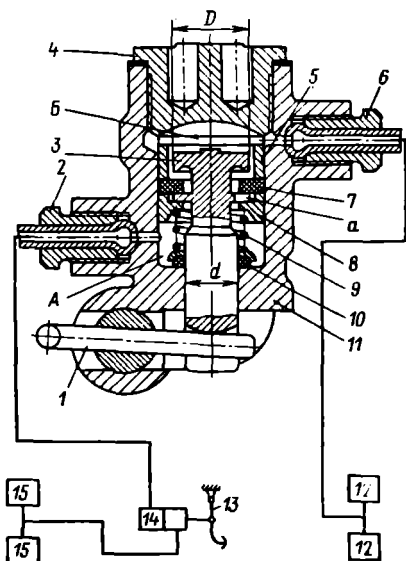


Рис. 173. Регулятор тормозных сил автомобиля ВАЗ-2101 «Жигули»;

1 — рычаг; 2 и 6 — штуцеры; 3 — поршень; 4 — пробка; 5 — втулка; 7 — резиновый уплотнитель; 8 — тарелка; 9 — пружина; 10 — кольцо; 11 — корпус; 12 и 15 — рабочие цилиндры соответственно задних и передних колес; 13 — педаль; 14 — главный цилиндр

жидкости действует на поршень регулятора с двух сторон неодинаково — под воздействием разности сил поршень стремится переместиться вниз. При прижатии головки поршня к уплотнителю 7 полости *A* и *B* разобщаются и с этого момента соотношение давлений в этих полостях определяется отношением активных площадей двух сторон головки поршня.

Чем меньше вертикальная нагрузка на задний мост, тем меньше сила, воспринимаемая штоком от рычага торсиона, и тем при меньшем давлении разобщаются полости *A* и *B* регулятора. Вследствие этого приводные тормозные силы колесных цилиндров задних колес уменьшаются по сравнению с приводными силами передних тормозных механизмов — снижается вероятность блокировки задних колес, а следовательно, повышается устойчивость автомобиля при торможении.

Аналогичный принцип работы имеет регулятор тормозных сил автомобилей КамАЗ, который изменяет соотношение давлений в тормозных камерах колес переднего моста и колес задней тележки путем регулирования давления воздуха, поступающего к тормозным камерам колес задней тележки, в зависимости от действительной осевой нагрузки на нее при торможении автомобиля.

§ 117. Усилители гидропривода

Для снижения требуемого усилия на тормозной педали при гидроприводе применяют различные усилители. Эти усилители могут использовать энергию сжатого воздуха — пневмоусилители, энергию разрежения во впускном трубопроводе двигателя — вакуумные усилители; энергию давления жидкости, создаваемого специальным насосом, — гидроусилители.

Наибольшее распространение на отечественных автомобилях имеют вакуумные усилители (ГАЗ-24 «Волга», ГАЗ-53А, ГАЗ-66, ВАЗ-2103 и т. д.).

Гидروвакуумный усилитель автомобиля ГАЗ-53А (рис. 174) представляет собой отдельный механизм, включенный в привод между главным тормозным цилиндром и трубопроводом, ведущим к рабочим цилиндрам. Он состоит из вакуумной камеры, гидравлического цилиндра и диафрагменного следящего механизма прямого действия.

При отпущенной тормозной педали диафрагма 2 вакуумной камеры 1, толкатель 4 и поршень 16 под действием пружины 5 находятся в крайнем левом положении. Толкатель 17 шарикового клапана 15 держит последний открытым. Диафрагма 12 следящего механизма и плунжер отжаты вниз, вакуумный 6 клапан открыт, а атмосферный 8, закрыт. Во всех полостях *A—Г* разрежение одинаковое.

При нажатии на педаль тормоза жидкость из главного тормозного цилиндра проходит через открытый шариковый клапан поршня в колесные цилиндры. При повышении давления плунжер

и диафрагма следящего механизма перемещаются вверх — вакуумный клапан закрывается и полости В и Г разобщаются. Дальнейшее перемещение плунжера вызывает открытие атмосферного клапана и поступление воздуха в полости Г и А.

Под действием перепада давлений в полостях А и Б перемещается диафрагма вакуумной камеры, а вместе с ней толкатель и поршень. Толкатель шарикового клапана остается вначале на

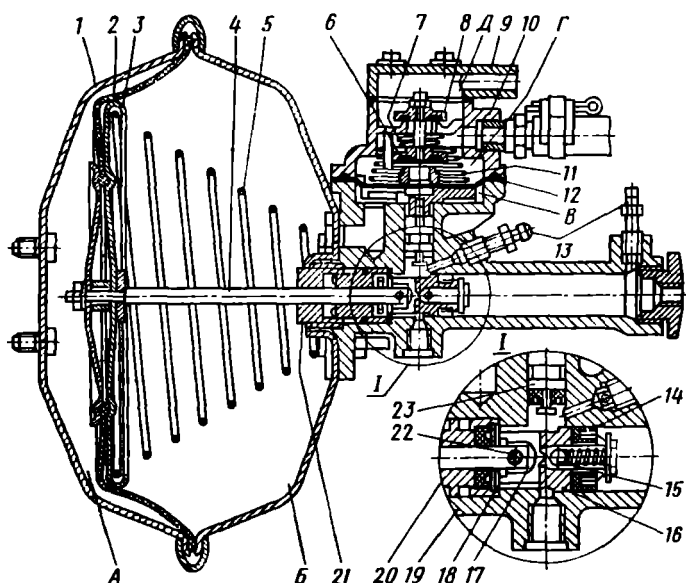


Рис. 174. Гидروвакуумный усилитель автомобиля ГАЗ-53А;

1 — вакуумная камера; 2 — диафрагма; 3 — диск; 4 — толкатель поршня; 5 и 11 — пружины диафрагм; 6 — вакуумный клапан; 7 — пружина клапанов; 8 — атмосферный клапан; 9 — крышка; 10 — корпус следящего механизма; 12 — диафрагма следящего механизма; 13 — перепускные клапаны; 14 — шайбета; 15 — шариковый клапан; 16 — поршень; 17 — толкатель клапана; 18 — упорная шайба; 19 — цилиндр; 20 — уплотнительный корпус; 21 — гайка; 22 — штифт; 23 — плунжер; А—Д — полости

месте, и поэтому он закрывается. Затем перемещение поршня вызывает увеличение давления в трубопроводе, ведущем к рабочим цилиндрам, т. е. усиление.

Вследствие повышения давления в полости Г следящего механизма диафрагма перемещается вниз и атмосферный клапан вновь закрывается. Возникает равновесие сил, действующих на диафрагму, и давление поршня усилителя на жидкость стабилизируется. Рассматриваемое равновесие отражает связь между усилием на тормозной педали и дополнительным давлением жидкости, создаваемым усилителем, т. е. обеспечивается следящее действие.

При растормаживании детали усилителя возвращаются в исходное положение.

Преимуществом описанного выше усилителя является возможность установки его как дополнительного агрегата с использованием обычных элементов гидропривода.

К недостаткам относятся: относительная сложность конструкции и сравнительно небольшая эффективность (малый коэффициент усиления).

§ 118. Тормозные приводы прицепов

Тормозная система прицепа (полуприцепа) включает в себя рабочую и стояночную тормозные системы.

Тормозные механизмы прицепов принципиально ничем не отличаются от тормозных механизмов автомобилей. На отечественных прицепах они обычно унифицированы с соответствующими тормозными механизмами автомобилей-тягачей.

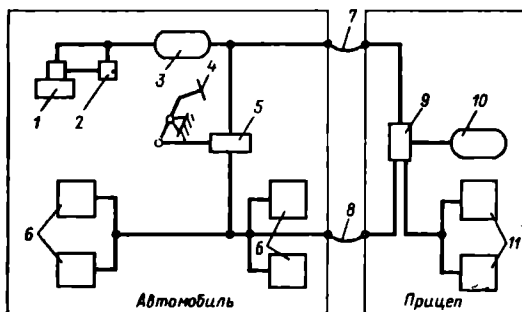


Рис. 175. Двухпроводная схема пневматического тормозного привода автопоезда:

1 — компрессор; 2 — регулятор; 3 — воздушный баллон тягача; 4 — педаль; 5 — тормозной кран; 6 — тормозные камеры автомобиля; 7 — соединительный шланг питания; 8 — соединительный шланг управления; 9 — воздухораспределитель; 10 — воздушный баллон прицепа; 11 — тормозные камеры прицепа

По виду используемой энергии тормозные приводы прицепов и полуприцепов делятся на механические, гидравлические, пневматические, комбинированные.

Механический привод. В прицепном составе; главным образом, используются механические приводы в качестве приводов стояночных тормозных механизмов.

Гидропривод. Гидропривод тормозных механизмов прицепа, связанный с гидроприводом тягача, не получил широкого применения из-за трудности соединения гидравлических систем тягача и прицепа.

Небольшое распространение на легких прицепах имеет инерционно-гидравлический привод наката.

Пневмопривод. Пневмопривод имеет наибольшее распространение.

Пневматическое оборудование тормозных приводов тягача и прицепа может соединяться одним или двумя трубопроводами. В первом случае тормозной привод автопоезда выполнен по однопроводной схеме, а во втором — по двухпроводной схеме (рис. 175).

При однопроводной схеме (см. рис. 169) компрессор, приводимый в действие от двигателя, подает в воздушные баллоны тягача сжатый воздух, откуда он направляется в верхнюю секцию комбинированного тормозного крана (следящий механизм обратного действия). Из верхней секции сжатый воздух через соединительный шланг 9 поступает в воздухораспределитель 10, а из него в воздушный баллон 11 прицепа. Необходимое давление в воздушных баллонах поддерживается автоматически с помощью регулятора 3 и контролируется по манометру 4.

При нажатии на педаль в выходном трубопроводе верхней секции тормозного крана уменьшается давление, что заставляет срабатывать воздухораспределитель, который пропускает при этом сжатый воздух из баллона прицепа в тормозные камеры прицепа — происходит торможение. При растормаживании использованный воздух выпускается в атмосферу. Комбинированный тормозной кран и воздухораспределитель обеспечивают следящее действие управления тормозами прицепа.

При двухпроводной системе (рис. 175) воздух из баллона 3 тягача постоянно подается в воздушный баллон 10 прицепа, а при нажатии на педаль 4 сжатый воздух, пройдя через тормозной кран 5 тягача, поступает в тормозные камеры 6 и воздухораспределитель 9, который в свою очередь открывает доступ сжатому воздуху из баллона прицепа в тормозные камеры 11 последнего.

Преимуществом двухпроводной системы является непрерывное пополнение тормозной системы прицепа сжатым воздухом, что имеет значение при длительном и частом торможении.

В тормозных приводах прицепа устанавливаются режимные краны, позволяющие регулировать степень торможения в зависимости от нагрузки прицепа.

Примером комбинированных тормозных приводов прицепов может служить пневмогидравлический привод, который главным образом применяется на прицепах и полуприцепах-тяжеловозах. Принцип соединения гидравлической и пневматической частей этого привода в основном аналогичен таковому для автомобилей со всеми его преимуществами и недостатками.

§ 119. Стояночная тормозная система

Эффективность стояночной тормозной системы должна быть такой, чтобы суммарная тормозная сила, развиваемая тормозными механизмами этой системы, соответствовала величине уклона, заданной техническими условиями, но была бы не менее 24% полного веса. •

Для стояночной тормозной системы могут быть использованы тормозные механизмы задних колес автомобиля (обычно у легковых автомобилей) или установлен отдельный трансмиссионный тормозной механизм.

Тормозные трансмиссионные механизмы классифицируются аналогично колесным тормозным механизмам (см. § 110).

Наибольшее распространение на грузовых автомобилях имеют барабанные трансмиссионные механизмы.

В тормозном приводе стояночной тормозной системы может использоваться любой вид энергии, однако удержание в заторможенном состоянии тормозных механизмов этой системы должно

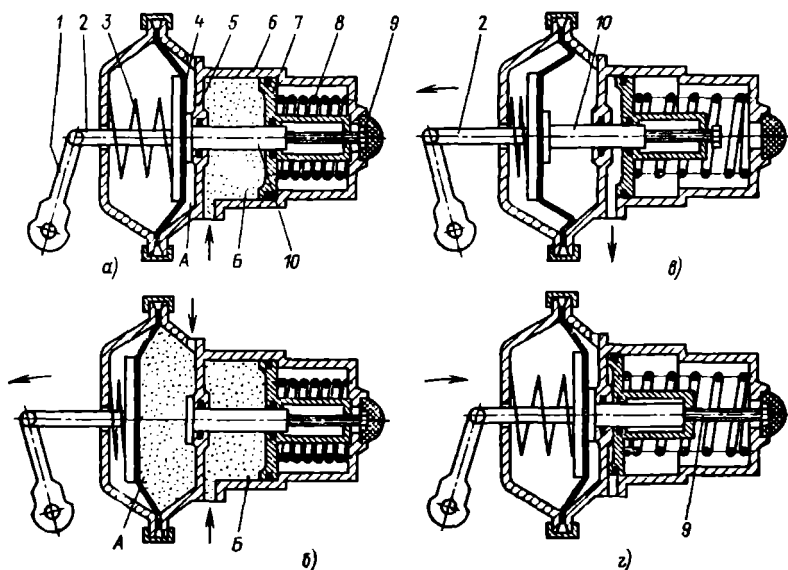


Рис. 176. Схема работы тормозной камеры с пружинным аккумулятором энергии: а — тормозной механизм выключен; б — рабочее торможение; в — торможение пружинной аккумулятором; г — растормаживание вручную; 1 — рычаг разжимного кулачка 2 — шток; 3 — возвратная пружина; 4 — диафрагма; 5 — перегородка; 6 — корпус; 7 — поршень; 8 — пружина; 9 — вит; 10 — штанга; А и Б — полости

осуществляться устройством, действующим чисто механическим способом (без применения нетвердых тел), обеспечивающим затяжку тормозных механизмов, не ограниченную временем. Поэтому подавляющее большинство приводов стояночных тормозов являются механическими.

У автомобилей КамАЗ в качестве стояночных используются тормозные механизмы колес задней тележки, оборудованные тормозными камерами с пружинными аккумуляторами энергии (рис. 176).

Привод — пневматический, управление стояночным тормозом производится рычагом ручного тормозного крана.

В исходном положении, показанном на рис. 176, а, сжатый воздух, подводимый от ручного тормозного крана в полость Б, перемещает поршень 7 в крайнее правое положение, при этом сжимается пружина 8 — тормозной механизм выключен.

При нажатии на педаль рабочей тормозной системы сжатый воздух от тормозного крана поступает в полость *А* и, перемещая диафрагму *4* вместе со штоком *2* влево, через рычаг *1* приводит в действие тормозной механизм (рис. 176, б).

При повороте рычага ручного тормозного крана выпускается сжатый воздух из полости *Б* в атмосферу. Сжатая ранее, пружина разжимается и через поршень, винт *9* и штангу включает тормозной механизм — автомобиль удерживается на месте (режим включенного стояночного тормоза, рис. 176, в).

Если в тормозной системе нет сжатого воздуха, то для растормаживания автомобиля необходимо вывернуть винт — пружина разжимается до упора поршня в перегородку и ее воздействие на шток прекращается. Пружина диафрагмы вернет шток в исходное положение — тормоз выключен (рис. 176, г).

§ 120. Тормоза-замедлители

Тормоза-замедлители относятся к вспомогательной тормозной системе и должны обеспечивать без применения других тормозных систем спуск автомобиля со скоростью 30 км/ч по уклону 7% протяженностью 6 км.

Тормозом-замедлителем может служить двигатель, приводимый во вращение от колес автомобиля, т. е. работающий в компрессорном режиме. Для повышения эффективности торможения двигателем, его оборудуют устройствами, выключающими подачу топлива, и заслонками в выпускных трубопроводах, создающими противодавление на выпуске, что увеличивает тормозной момент.

Специальные тормоза-замедлители могут быть механическими, гидравлическими или электрическими.

Механические замедлители подобны обычным тормозным механизмам и отличаются от них увеличенными размерами и более эффективным охлаждением.

Примером *гидравлического* тормоза-замедлителя может служить конструкция, использованная на автомобиле БелАЗ.

Работа *электродинамических* трансмиссионных тормозов-замедлителей основана на действии вихревых токов в металлическом диске, вращающемся в магнитном поле.

Все три типа специальных тормозов-замедлителей отличаются относительно большой массой и повышенной стоимостью.

§ 121. Надежность тормозных систем

Для повышения надежности тормозной системы автомобиля используется так называемый принцип резервирования, который применительно к автомобилям выражается в обязательном наличии рабочей и запасной тормозных систем. При выходе из строя одной из них тормозные качества автомобиля обеспечиваются оставшейся системой.

При проектировании и изготовлении требование повышенной надежности элементов тормозных систем удовлетворяется их гарантированной прочностью.

Конкретные технологические и конструктивные мероприятия, снижающие вероятность отказа тормозных механизмов или ухудшение их качества, рассматривались выше.

Активными мероприятиями, повышающими безопасность движения являются: повышение тормозных свойств автомобиля путем применения тормозных систем, обеспечивающих полное использование сцепного веса каждого колеса; установка противоблокировочных устройств и шин с высокими сцепными свойствами во всех направлениях; использование быстродействующих приводов к тормозным механизмам, больших замедлений при торможении независимо от температуры тормозных механизмов; увеличение максимального замедления при торможении.

Тенденции развития тормозных систем автомобилей характеризуются реализацией указанных выше мероприятий, а также дальнейшим облегчением управления тормозными механизмами. По-видимому, на автомобилях получают все большее применение тормозные системы с двигателем в качестве источника энергии, а также будут разработаны и использованы противоблокировочные устройства.

Контрольные вопросы

1. Перечислите требования, предъявляемые к тормозным системам, тормозным механизмам и тормозным приводам.
2. Дайте сравнительную оценку схем барабанных тормозов.
3. Опишите преимущества дисковых тормозов.
4. Дайте сравнительную характеристику тормозных приводов.
5. Перечислите конструктивные мероприятия по улучшению тормозных систем (разделение контуров, противоблокировочные устройства, усилители).
6. Опишите особенности тормозных систем сцепного состава.
7. Дайте характеристику стояночной тормозной системы автомобилей.
8. Перечислите меры обеспечения надежности тормозных систем.

Глава XXI

ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ КОНСТРУКЦИИ АВТОМОБИЛЯ

§ 122. Компоновка автомобиля

Общее число автомобилей во всем мире в настоящее время превышает 300 млн, причем примерно 75% составляют легковые автомобили, 24% — грузовые и около 1% — автобусы.

Стремясь максимально использовать габариты автомобиля, конструкторы применяют различные способы его компоновки. Так, при переднем расположении двигателя и приводе на задние колеса

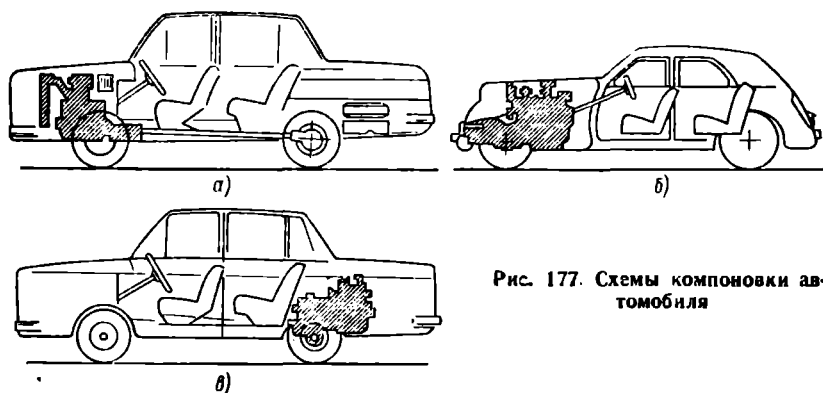


Рис. 177. Схемы компоновки автомобиля

(рис. 177, а) достигается равномерное распределение нагрузки между мостами, но требуется длинный карданный вал. В случае расположения двигателя в передней части автомобиля и привода на передние колеса (рис. 177, б) отпадает необходимость в карданной передаче, а сцепление и коробку передач можно объединить с ведущим мостом. Однако применение такой трансмиссии ограничено из-за ухудшения динамичности автомобиля на подъеме, что вызвано уменьшением сцепного веса в результате перераспределения нагрузок на мосты.

При заднем расположении двигателя (рис. 177, в) достигается хорошая обзорность дороги, а также надежная изоляция двигателя от салона для пассажиров, вследствие чего уменьшаются шум и проникновение в салон отработавших газов. Недостаток подобной компоновки заключается в сложности управления двигателем, коробкой передач и сцеплением, расположенных на большом расстоянии от водителя. Кроме того, при такой компоновке водитель и передний пассажир находятся близко от передней стенки автомобиля и в случае столкновения или наезда на препятствие могут получить тяжелые телесные повреждения.

Для грузовых автомобилей последних лет характерно применение компоновки типа «кабина над двигателем», которая позволяет увеличить длину грузовой платформы без изменения базы автомо-

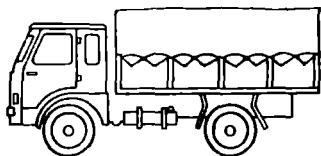


Рис. 178. Грузовой автомобиль с кабиной над двигателем

биля и повысить его грузоподъемность путем увеличения нагрузки на передний мост (рис. 178). У грузовых автомобилей большой грузоподъемности и автобусов с этой же целью двигатель иногда

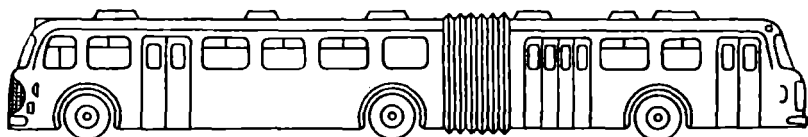


Рис. 179. Сочлененный автобус

устанавливают между передней и задней осями, под полом кузова. Для повышения вместимости автобусов их выполняют сочлененными (рис. 179) или двухэтажными.

§ 123. Основные направления развития конструкции автомобиля

Во многих странах ведутся работы по уменьшению массы автомобилей путем более полного использования свойств металлов и применения легких сплавов и пластмасс. Используют алюминиевые сплавы для картеров коробок передач и сцепления, рам, панелей кузовов и кабин. Большое распространение получают пластмассы, которые по сравнению с металлами имеют меньшую плотность, более пластичны, что важно при изготовлении деталей сложной формы, и обладают высокой антикоррозионной стойкостью.

Большое внимание уделяют автоматизации управления коробкой передач на легковых автомобилях и на грузовых автомобилях малой и большой грузоподъемности. На тягачах, предназначенных для междугородных перевозок, при которых необходимо обеспечить движение с наибольшими скоростями и наименьшим расходом топлива, устанавливают полуавтоматические сцепления, а также 10- и 12-ступенчатые коробки передач, позволяющие выбирать передачу, наиболее выгодную по условиям движения. На автомобилях большой грузоподъемности и в автобусах применяют коробки передач с усилителями для переключения передач.

Широко используют также автоматические гидропередачи, которые улучшают динамичность автомобиля и облегчают управление им, особенно при движении по городу. На автомобиле с гидропередачей водитель при трогании с места нажимает на кнопку переднего хода, а при движении воздействует только на педаль управления дроссельной заслонкой. Гидропередача повышает также безопасность движения, так как при ее установке водитель воздействует на две педали (управления дроссельной заслонкой и тормозную) вместо трех педалей (сцепления, управления дроссельной заслонкой и тормозной) у обычных автомобилей.

Однако гидропередача по сравнению с механической коробкой передач сложнее по конструкции, имеет большую массу и меньший КПД, что увеличивает расход топлива, а также более высокую стоимость. Для ускорения значительных вращающихся масс гидропередачи в начале разгона автомобиля необходим повышенный запас мощности двигателя. Если запас мощности невелик, то ускорение в начале разгона недостаточно, что ухудшает приемистость автомобиля. Гидропередачу используют в основном на легковых автомобилях высшего класса и на автомобилях высокой проходимости.

Для развития подвески характерно распространение пневматической подвески, при которой обеспечивается постоянство высоты пола и уменьшается масса автомобиля. Часто пневматические элементы подвески применяют в сочетании с листовыми рессорами, являющимися одновременно и направляющим устройством.

Развитие конструкции шин происходит в направлении увеличения их упругости и долговечности и уменьшения массы. Все большее применение получают шины с радиальным расположением нитей корда и бескамерные шины с кордом из вискозы или нейлона.

С увеличением скорости движения повышаются требования к тормозным системам современных автомобилей. Получают распространение дисковые тормозные механизмы, которые лучше охлаждаются, несмотря на меньшую поверхность трения. Для получения больших тормозных моментов устанавливают усилители. На грузовых автомобилях малой, средней и даже большой грузоподъемности применяют гидропривод тормозных механизмов с вакуумным или пневматическим усилителем. На автомобилях-тягачах устанавливают тормозные механизмы с пневмогидравлическим приводом. При таком приводе тормозной педалью приводится в действие воздушный кран, через открытый клапан которого поступает сжатый воздух, перемещающий поршень главного тормозного цилиндра.

Улучшения тормозной динамичности автомобиля достигают также, применяя гидравлические и электрические замедлители, которые устанавливают за коробкой передач или внутри ее картера.

Для более полного использования коэффициента сцепления шин с дорогой разрабатываются антиблокировочные устройства, включаемые в тормозной привод и предотвращающие блокировку колес. Иногда эти устройства имеют электронную систему управления.

Во всех странах идет напряженная работа по обеспечению безопасности водителя и пассажиров при столкновениях и опрокидывании автомобилей, наездах на неподвижные препятствия. Для снижения перегрузок, возникающих при ударах, кузов легкового автомобиля делают наиболее прочным в средней части, а переднюю и заднюю части — менее жесткими. При ударах эти части кузова деформируются, процесс удара растягивается во времени, и ускорения, воздействующие на людей, снижаются в несколько раз. С этой же целью применяют эластичные пружинные бамперы из полихлорвинила, заполненные водой. При наездах и столкновениях обочонка бампера прогибается и вода вытекает через калиброванные отверстия, уменьшая силу удара.

Во время дорожно-транспортного происшествия люди, находящиеся в автомобиле, срываются с сидений и, перемещаясь по инерции, ударяются о внутренние детали автомобиля: рулевое колесо, щиток приборов, ветровое стекло, ручки и кнопки управления. Чтобы уменьшить силу удара и уменьшить тяжесть травм, применяют ремни безопасности, ограничивающие перемещение водителя и пассажиров. Выступающие детали (кнопки, ручки) делают заподлицо с панелью, поверхность которой покрывают эластичной пластмассой. Рулевое колесо изготавливают упругим, а рулевую колонку — телескопической, складывающейся при сильных ударах.

Работы над созданием безопасного автомобиля ведутся во всем мире, но многие проблемы еще не решены.

В нашей стране разработку новых конструкций и модернизацию выпускаемых моделей автомобилей производят на основе *перспективного типажа*. Перспективный типаж разрабатывается с учетом требований народного хозяйства к автомобильному транспорту и реальных возможностей автомобильной промышленности. Для автомобильного парка СССР характерно ограниченное число основных моделей, на базе которых выпускают большое число модифицированных автомобилей специального назначения.

В процессе разработки типажа анализируются опыт и условия эксплуатации автомобилей, а также зарубежные достижения. Показатели динамичности и топливной экономичности автомобилей новых типов устанавливают в соответствии с общими тенденциями развития мировой автомобильной техники и дорожной сети. Эти показатели уточняют в процессе доработки новых конструкций и испытания опытных образцов автомобилей.

§ 124. Понятие об электромобиле

Существенным недостатком автомобиля с двигателем внутреннего сгорания является загрязнение атмосферы отработавшими газами, содержащими вредные примеси. Так, автомобили США выделяют ежегодно около 113 млн. т различных веществ, в том числе более 90 млн. т окиси углерода. С каждым годом этот недостаток современных автомобилей ощущается все сильнее. Кроме того, двигатель внутреннего сгорания является источником шума, достигающего в крупных городах недопустимого уровня.

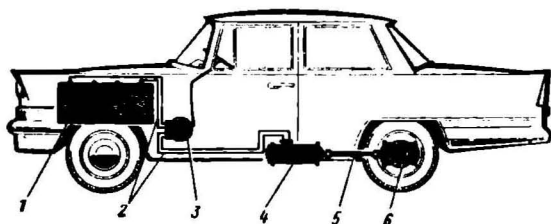


Рис. 180. Электромобиль

Этих недостатков лишен электромобиль, работы над которым ведутся во многих странах. Источником энергии для такого автомобиля (рис. 180) служит аккумуляторная батарея 1. Ток через силовую проводку 2 и систему регулирования 3 поступает в тяговый электродвигатель 4, обычно располагаемый между лонжеронами рамы. Крутящий момент двигателя карданной передачей 5 передается на ведущий мост 6. Угловая скорость вала электродвигателя больше, чем у двигателя внутреннего сгорания, поэтому и передаточное число главной передачи электромобиля достигает 12—15.

У серийных электродвигателей крутящий момент увеличивается при снижении угловой скорости вала, что позволяет электромобилю преодолевать повышенные сопротивления движению и развивать большие ускорения при трогании с места без изменения передаточного числа трансмиссии. Это, в свою очередь, дает возможность не устанавливать коробку передач, повышает плавность движения автомобиля и облегчает управление им.

Недостатки электромобиля обусловлены, главным образом, несовершенством аккумуляторных батарей, имеющих большую массу, малую емкость и высокую стоимость. Существующие электромобили имеют максимальную скорость около 22—25 м/с и запас хода без смены (или зарядки) батарей до 100—150 км. Наиболее целесообразно применение электромобилей малой грузоподъемности (до 1,0 т) в городских условиях для перевозки малопартионных грузов (почты, промышленных и продовольственных

товаров в торговую сеть, промышленных грузов при внутризаводских перевозках). При подобных перевозках производительность транспортного средства ограничена большим числом остановок и физическими возможностями водителя, в обязанности которого входят погрузо-разгрузочные операции. В этих условиях небольшой запас хода электромобилей не является препятствием для его применения.

Контрольные вопросы

1. Охарактеризуйте основные направления развития конструкции современного автомобиля.
2. Расскажите о преимуществах и недостатках различных компоновок автомобиля.
3. Каковы преимущества электромобиля и причины, препятствующие его широкому распространению?

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Зимелев Г. В. Теория автомобиля. М. Машгиз, 1959. 312 с.
- Иларионов В. А. Стабилизация управляемых колес автомобиля. М., Транспорт, 1966. 168 с.
- Иларионов В. А. Эксплуатационные свойства автомобиля, М., Машиностроение, 1966. 280 с.
- Литвинов А. С., Ротенберг Р. В., Фрумкин А. К. Шасси автомобиля. М., Машгиз, 1963. 504 с.
- Литвинов А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля. М., Машиностроение, 1971. 416 с.
- Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля. М., Машиностроение, 1972. 392 с.
- Управляемость и устойчивость автомобиля. Сборник статей. Пер. с англ. М., Машгиз, 1963. 268 с.
- Фалькевич Б. С. Теория автомобиля. М., Машгиз, 1963. 240 с.
- Чудаков Е. А. Теория автомобиля. М., Машгиз, 1950. 344 с.
- Яковлев Н. Я. Теория и расчет автомобиля. М., Машгиз, 1949. 370 с.

ОТВЕТЫ К ЗАДАЧАМ

Глава II

Задача 1. N_e возрастает с 62,2 до 96 кВт; M_e уменьшится с 622 до 538 Н·м.

Задача 2. 0,88.

Задача 3. В статическом состоянии 16 500 и 38 500 Н; при движении 14 025 и 40 975 Н.

Задача 4. 0,56 и 1,18.

Глава III

Задача 1. 59 кВт, 3.3.0. 30 м/с.

Задача 2. 103 кВт.

Задача 3. 0.

Задача 4. 30 м/с.

Задача 5. 0,66.

Задача 6. 0,15.

Глава V

Задача 1. $S_{\text{тор}} \approx 9,8$ м.

Задача 2. Остановка возможна, так как $S_{\text{тор}} = 49,9$ м.

Задача 3. $P_{\text{тор } i}/P_{\text{тор } z} = (b + \varphi_x h_w)/(a - \varphi_x h_w)$.

Глава VI

Задача 1. 105 кг/ч.

Задача 2. 24,6 л на 100 км.

Задача 3. 39 л на 100 км и 60 г/(т·км).

Глава VII

Задача 1. Уменьшится на 18%.

Задача 2. Увеличится в 1,41 раза.

Задача 3. а — опрокидывание; б — занос.

Задача 4. 0,085 рад $\approx 5^\circ$.

Глава VIII

Задача 1. 3,5 м/с.

Задача 2. Автомобиль обладает недостаточной поворачиваемостью, так как критическая скорость является мнимой величиной.

Задача 3. $Z_{1в} = 2870$ Н; $Z_{1н} = 5630$ Н; $X_{1в} = 72$ Н; $X_{1н} = 141$ Н; $Y_{1в} = Y_{1н} = 1200$ Н.

Глава IX

Задача 1. $M_d = 246$ Н·м; $M_n = 221$ Н·м.

Задача 2. $P_{\text{т max}} = 1820$ Н.

Задача 3. $A = 2,4$ м. Автомобиль сможет повернуть на данной дороге.

Глава X

Задача 1. $c_{пз} = 6475$ Н/см.

Задача 2. $f_{ст 1} = 20$ см.

Задача 3. $c_{пр} = 450$ Н/см.



КОНСТРУКЦИЯ АВТОМОБИЛЯ

Глава XI. Типы трансмиссий автомобиля	155
§ 55. Ступенчатая механическая трансмиссия	155
§ 56. Гидромеханическая трансмиссия	158
§ 57. Гидрообъемная трансмиссия	161
§ 58. Электромеханическая трансмиссия	163
Контрольные вопросы	165
Глава XII. Сцепление	166
§ 59. Классификация сцеплений	166
§ 60. Требования к сцеплениям и обеспечивающие их конструктивные меры	166
§ 61. Особенности конструкций сцепления	173
§ 62. Материалы основных деталей сцепления и тенденция его развития	181
Контрольные вопросы	181
Глава XIII. Коробка передач	182
§ 63. Классификация ступенчатых коробок передач и требования к ним	182
§ 64. Конструкции ступенчатых коробок передач легковых автомобилей	184
§ 65. Конструкции ступенчатых коробок передач грузовых автомобилей	190
§ 66. Приводы переключения передач	192
§ 67. Материалы основных деталей ступенчатых коробок передач	194
Контрольные вопросы	195
§ 68. Классификация гидромеханических коробок передач и требования к ним	195
§ 69. Конструкция гидромеханической коробки передач	196
Контрольные вопросы	202
§ 70. Классификация раздаточных коробок и требования к ним	202
§ 71. Конструкции раздаточных коробок	202
§ 72. Тенденции развития конструкций коробки передач	206
Контрольные вопросы	207
Глава XIV. Карданная передача	203
§ 73. Классификация карданных передач и требования к ним	208
§ 74. Карданные передачи с карданными шарнирами неравных угловых скоростей	208
§ 75. Карданные передачи с карданными шарнирами равных угловых скоростей	211
§ 76. Материалы основных деталей карданной передачи	214
Контрольные вопросы	214
Глава XV. Ведущий мост	215
§ 77. Классификация ведущих мостов и требования к ним	215
§ 78. Главная передача	215
§ 79. Классификация дифференциалов и требования к ним	218
§ 80. Кинематика и динамика дифференциалов	219
§ 81. Конструктивные схемы дифференциалов	221
§ 82. Привод к ведущим колесам автомобиля	224
§ 83. Ведущий управляемый мост	225
§ 84. Балка ведущего моста	226
§ 85. Упрощение обслуживания ведущих мостов и материалы для их деталей	226
Контрольные вопросы	227
Глава XVI. Подвеска	228
§ 86. Классификация подвесок и требования к ним	228

§ 87. Зависимая подвеска	223
§ 88. Независимая подвеска	232
§ 89. Упругая характеристика подвески	235
§ 90. Балансирная подвеска	236
§ 91. Амортизаторы	237
§ 92. Пневматическая подвеска	238
§ 93. Гидропневматическая подвеска	240
§ 94. Долговечность подвески	241
§ Контрольные вопросы	242
Глава XVII. Колеса и шины	243
§ 95. Классификация колес и требования к ним	243
§ 96. Автомобильные шины	244
§ 97. Система регулирования давления воздуха в шинах	248
§ 98. Тенденции развития конструкции шины	249
§ Контрольные вопросы	249
Глава XVIII. Рама, кузов, кабины	250
§ 99. Рама автомобиля	250
§ 100. Классификация кузовов автомобилей и автобусов	251
§ 101. Требования к кузовам	254
§ 102. Кондиционирование воздуха в кузовах	255
§ 103. Влияние конструкции кузовов на безопасность движения автомобиля	256
§ Контрольные вопросы	256
Глава XIX. Рулевое управление	257
§ 104. Классификация и требования к рулевому управлению	257
§ 105. Рулевые механизмы	258
§ 106. Рулевые приводы	262
§ 107. Усилители рулевого привода	264
§ 108. Материалы деталей рулевых управлений и тенденции их развития	266
§ Контрольные вопросы	267
Глава XX. Тормозные системы	268
§ 109. Требования к тормозным системам	268
§ 110. Тормозные механизмы	269
§ 111. Барабанные тормозные механизмы	269
§ 112. Дисковые тормозные механизмы	276
§ 113. Нагрев и охлаждение тормозных механизмов и материалы для их деталей	277
§ 114. Тормозные приводы	279
§ 115. Двухконтурные тормозные системы	282
§ 116. Противоблокировочные устройства	284
§ 117. Усилители гидропривода	286
§ 118. Тормозные приводы прицепов	288
§ 119. Стояночная тормозная система	289
§ 120. Тормоза-замедлители	291
§ 121. Надежность тормозных систем	291
§ Контрольные вопросы	292
Глава XXI. Перспективы развития конструкции автомобиля	293
§ 122. Компонировка автомобиля	293
§ 123. Основные направления развития конструкции автомобиля	294
§ 124. Понятие об электромобиле	297
§ Контрольные вопросы	299
Список литературы	299
Ответы к задачам	300

ИБ № 1259

*Виталий Алексеевич Иларионов, Михаил Михайлович Морин,
Николай Михайлович Сергеев, Ярослав Евгеньевич Фарбин,
Владимир Сергеевич Шупляков, Аркадий Александрович Юрчевский*

ТЕОРИЯ И КОНСТРУКЦИЯ АВТОМОБИЛЯ

Редактор Л. И. Егоркина.

Художественный редактор П. П. Рогачев.

Технический редактор Ф. П. Мельниченко.

Корректор И. М. Борейша.

Переплет художника В. В. Вороннина.

Сдано в набор 11.10.78. Подписано в печать 23.01.79 г.

Т-01039. Формат 60×90/16. Бумага типографская №1.

Гарнитура литературная. Печать высокая. Усл. печ. л. 19.

Уч.-изд. л. 19,85. Тираж 60 000 (2-й з-д 30661—60000) экз. Заказ 1294. Цена 80 к.

Издательство «Машиностроение», 107885, Москва, ГСП-6, 1-я Басманный пер., 3

Ленинградская типография № 6 Ленинградского производственного
объединения «Техническая книга» Союзполиграфпрома при
Государственном комитете СССР по делам издательств,
полиграфии и книжной торговли
193144, г. Ленинград, С-144, ул. Монсеенко, 10.

80 коп.



«МАШИНОСТРОЕНИЕ»