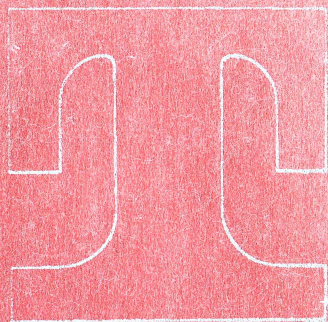


121
ТЗЗ



ДЛЯ ТЕХНИКУМОВ

ТЕОРИЯ И КОНСТРУКЦИЯ АВТОМОБИЛЯ

МАШИНОСТРОЕНИЕ

ББК 39.33-01
Т33
УДК 629.113(075.3)

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

Рецензент И. Н. Зверев

Теория и конструкция автомобиля: Учебник для
Т33 **автотранспортных техникумов/В. А. Иларионов,**
М. М. Морин, Н. М. Сергеев и др. — 2-е изд.,
перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1985. —
368 с., ил.

В пер.: 95 к.

Изложены основные положения теории автомобиля, описаны его механизмы, агрегаты и системы, главные эксплуатационные свойства, методы расчетного и экспериментального определения их показателей.

Второе издание (1-е изд. 1979 г.) дополнено материалом по анализу и сравнительной оценке конструкций автомобиля, по специализированному подвижному составу, по тенденциям развития автомобилей в направлении обеспечения их долговечности, ремонтпригодности, экономичности, безопасности движения.

Т — $\frac{3603030000-191}{038(01)-85}$ 191-85

ББК 39.33-01
6Т2.1

© Издательство «Машиностроение», 1979 г.
© Издательство «Машиностроение», 1985 г. с изменениями

ВВЕДЕНИЕ

Широкая программа ускоренного и гармоничного развития народного хозяйства страны, намеченная партией и правительством, ставит большие задачи перед автомобильным транспортом, занимающим первое место по массе перевезенных грузов среди других видов транспорта. Решение этих задач невозможно без знания конструкции подвижного состава, умения правильно оценивать и анализировать его эксплуатационные свойства.

При подготовке техников-механиков по техническому обслуживанию и ремонту автомобилей дисциплина «Автомобили» является базовой и служит основой для изучения других предметов специального цикла. Целью курса «Теория и конструкция автомобиля» является изучение эксплуатационных свойств автомобилей, а также особенностей их конструкции.

Теория автомобиля изучает его эксплуатационные свойства, обеспечивающие перевозку грузов и пассажиров с максимальными производительностью, безопасностью и комфортабельностью при минимальных трудовых и материальных затратах. Теоретический анализ эксплуатационных свойств помогает выявить предельные возможности автомобиля и реализовать в эксплуатационных условиях преимущества, которыми обладает рассматриваемая конструкция автомобиля.

Теория автомобиля формировалась и развивалась в результате деятельности научных организаций и ученых многих стран. В нашей стране условия для развития автомобильных наук были созданы сразу после Великой Октябрьской социалистической революции; уже в 1918 г. в системе Высшего Совета народного хозяйства была создана Автомобильная Лаборатория, ставшая научным центром и сыгравшая большую роль в развитии автомобильной промышленности.

В 1923 г. были опубликованы статьи Н. Е. Жуковского «К динамике автомобиля» и Е. А. Чудакова «К динамическому ис-

следованию автомобиля Р-Б, С-24-40», заложившие основы теоретического анализа эксплуатационных свойств автомобиля. В последующих работах («Динамическое и экономическое исследование автомобиля», 1928 г.; «Тяговый расчет автомобиля», 1930 г.; «Теория автомобиля», 1935 г.; «Расчет автомобиля», 1947 г. и др.) Е. А. Чудаков четко сформулировал цели и задачи теории автомобиля, разработал научный метод теоретического и экспериментального исследования эксплуатационных свойств. В его работах дана стройная система изложения комплекса вопросов, составляющих современный курс «Теория автомобиля».

В развитие идей Е. А. Чудакова Г. В. Зимелевым и Н. А. Яковлевым в 1932–1939 гг. выпущен ряд учебников и учебных пособий по теории автомобиля, в которых предложены новые методические приемы, позволившие уточнить многие вопросы динамичности и топливной экономичности.

Систематическое исследование тормозной динамичности, начатое Н. А. Бухариным в 1946 г., было продолжено А. Б. Гредескулом, Н. Ф. Метлюком, М. А. Петровым. Повышение скорости движения автомобилей привлекло внимание ученых к проблемам устойчивости и управляемости. В труде Я. М. Певзнера «Устойчивость автомобиля» (1947 г.) подробно исследованы особенности криволинейного движения автомобиля с учетом поперечной эластичности шин. Этот сложный вопрос в дальнейшем изучался А. С. Литвиновым, В. А. Иларионовым, Я. Е. Фаробиним. Колебания и плавность хода автомобиля исследованы Р. В. Ротенбергом, И. Г. Пархилловским, Р. А. Акопяном, Н. Н. Яценко. Ими разработаны методы испытаний автомобиля на плавность хода, предложены оценочные показатели. Устойчивость автопоезда исследовал Я. Х. Закин, а Д. А. Антонов, Н. Ф. Бочаров и Г. А. Смирнов разработали вопросы теории, касающиеся движения многоосных автомобилей. В трудах Г. В. Крамаренко, Л. Л. Афанасьева, Д. П. Великанова показаны пути применения теоретических положений к решению практических эксплуатационных задач с целью повышения производительности подвижного состава и снижения себестоимости перевозок.

Обязательным условием успешного развития автомобильной техники является соответствие ее конструкции требованиям эксплуатации. В социалистическом плановом хозяйстве изменение конструкции и эксплуатационных свойств подвижного состава должно обеспечивать перевозки пассажиров и грузов с максимальной безопасностью при наименьших затратах труда и средств. В нашей стране разработка новых конструк-

ций автомобилей проводится на основе перспективного типажа, который наряду с потребностями автомобильного транспорта учитывает производственные возможности автомобильной промышленности. Разработка перспективного типажа была начата в 1942 г. Е. А. Чудаковым и продолжена затем Д. П. Великановым и Б. В. Гольдом.

Над усовершенствованием конструкции автомобилей работают большие коллективы научных и учебных институтов и конструкторских бюро автомобильных заводов, возглавляемые ведущими специалистами отрасли. Многие модели автомобилей Горьковского автомобильного завода (ГАЗ) созданы под руководством А. А. Липгарта. Проектированием легковых автомобилей на Московском автомобильном заводе им. И. А. Лихачева (ЗИЛ) руководил А. А. Островцев, а грузовых автомобилей – Е. М. Кригер. В. В. Осепчуговым и М. С. Высоцким проведена большая работа по совершенствованию конструкции и проектированию новых моделей автомобилей большой грузоподъемности.

Научно-исследовательские институты автомобильного транспорта изучают характерные условия эксплуатации автомобилей в нашей стране, обобщают опыт передовых автотранспортных предприятий и водителей, разрабатывают требования к вновь создаваемым и модернизируемым транспортным средствам, работают над конкретизацией основных положений теории автомобиля и применением их к решению реальных задач эксплуатации.

ТЕОРИЯ АВТОМОБИЛЯ

ГЛАВА I

СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА АВТОМОБИЛЬ ПРИ ЕГО ДВИЖЕНИИ

§ 1. ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА АВТОМОБИЛЯ

Теория автомобиля – это наука о его эксплуатационных свойствах, которые характеризуют возможность эффективного использования автомобиля в определенных условиях и позволяют оценить, в какой мере его конструкция отвечает этим условиям. Знание теории автомобиля необходимо при проектировании новых моделей, а также при выборе типов автомобилей в соответствии с различными условиями эксплуатации. Реализация достижений теории на практике дает возможность повысить производительность автомобиля и снизить себестоимость перевозок. Для этого следует увеличить среднюю скорость движения и уменьшить расход топлива при одновременном сохранении безопасности движения и обеспечении удобств для водителя и пассажиров.

В теории автомобиля рассматривают эксплуатационные свойства, непосредственно связанные с движением автомобиля. К ним относят динамичность, топливную экономичность, управляемость, устойчивость, проходимость и плавность хода автомобиля. Остальные эксплуатационные свойства (надежность, долговечность и др.) рассматривают в других курсах.

Под **динамичностью** автомобиля понимают его свойство перевозить грузы и пассажиров с максимально возможной средней скоростью. Чем выше динамичность автомобиля, тем больше его производительность. Динамичность автомобиля зависит прежде всего от его тяговых и тормозных свойств.

Топливная экономичность – рациональное использование энергии топлива при движении автомобиля. Затраты на топливо составляют значительную часть стоимости перевозок, поэтому чем меньше расход топлива, тем ниже эксплуатационные расходы.

Управляемость – свойство автомобиля изменять направление движения при изменении положения управляемых колес.

Устойчивость – свойство автомобиля, обеспечивающее сохранение направления движения и противодействие 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 автомобиля вместе с его управляемостью и тормозной динамичностью обуславливают безопасность движения.

Проходимость – свойство автомобиля уверенно двигаться по ухудшенным (мокрым, скользким) и плохим (разбитым, размокшим) дорогам, пересеченной местности вне дорог и преодолевать естественные и искусственные препятствия (канавы, рвы, пороги) без вспомогательных устройств. 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 сотрясений кузова. От плавности хода зависят скорость движения, расход топлива, сохранность грузов и комфортабельность автомобиля.

Надежность – свойство автомобиля безотказно перевозить грузы и пассажиров в течение определенного срока без ухудшения основных эксплуатационных показателей.

Долговечность – свойство автомобиля сохранять работоспособность до наступления предельного состояния при установленной системе технического обслуживания и ремонта.

Ремонтопригодность – свойство автомобиля, определяющее приспособленность к предупреждению и обнаружению причин возникновения отказов, повреждений и устранению их последствий путем проведения ремонтов и технического обслуживания.

В теории автомобиля его эксплуатационные свойства изучают изолированно одно от другого. В действительности все они тесно взаимно связаны. Так, средняя скорость автомобиля на поворотах может быть ограничена не динамичностью, а управляемостью и устойчивостью, а на неровных поверхностях – плавностью хода. Увеличение средней скорости, имеющее решающее значение для производительности автомобиля, может вызвать увеличение расхода топлива, т. е. ухудшить топливную экономичность, и т. д.

Эксплуатационные свойства автомобиля оценивают с помощью системы измерителей и показателей.

Измеритель – это единица измерения эксплуатационного свойства автомобиля. Например, измерителем 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 динамики автомобиля является максимальная скорость, развиваемая им на горизонтальном участке дороги с хорошим покрытием.

§ 2. 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 ω_e коленчатого вала.

Внешняя скоростная характеристика двигателя — характеристика, получаемая при полной нагрузке двигателя, т. е. при полном открытии дроссельной заслонки (карбюраторный двигатель) или полной подаче топлива (дизель). При этом считают, что мощность и момент являются лишь функцией угловой скорости ω_e , а остальные факторы, влияющие на них, находятся в оптимальных пределах. Форма характеристики зависит от типа двигателя. На рис. 1, а показана внешняя скоростная характеристика карбюраторного двигателя без ограничителя угловой скорости.

Угловая скорость ω_{\min} является наименьшей, при которой двигатель устойчиво работает под полной нагрузкой. С увеличением ω_e момент и мощность, развиваемые двигателем, возрастают и достигают максимальных значений N_{\max} и M_{\max} при угловой скорости коленчатого вала, равной соответственно ω_N

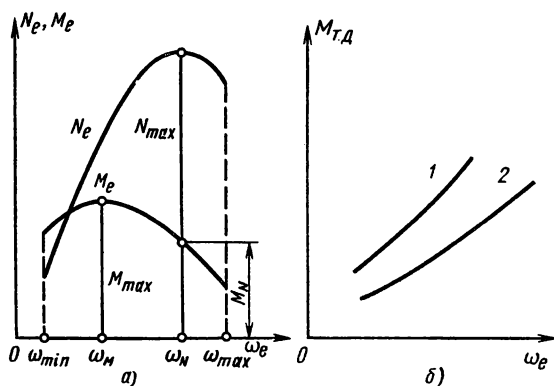


Рис. 1. Характеристики двигателя:
 а – внешняя скоростная характеристика; б – тормозная характеристика

и ω_M . При увеличении угловой скорости вала более ω_N мощность уменьшается и возрастают динамические нагрузки на детали, поэтому стремятся, чтобы максимальная угловая скорость ω_{max} коленчатого вала не превышала ω_N более чем на 10...20%. Крутящий момент, получаемый при максимальной мощности, обозначают через M_N .

Методики исследования эксплуатационных свойств автомобиля с карбюраторным двигателем и дизелем не имеют существенных отличий. Ниже материал излагается применительно к автомобилю с карбюраторным двигателем, и лишь при необходимости делаются соответствующие оговорки для автомобилей с дизелем.

При использовании заводских данных следует иметь в виду, что двигатель на стенде испытывают без глушителя, а также без генератора и других потребителей мощности. Вследствие этого мощность и момент, указываемые в заводских характеристиках, на 10...20% больше соответствующих параметров двигателя, установленного на автомобиле.

При отсутствии экспериментальных зависимостей используют эмпирические формулы, позволяющие по известным значениям ω_N и N_{max} построить всю кривую. Наиболее распространена формула

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

где a_N, b_N, c_N – эмпирические коэффициенты, зависящие от типа двигателей (для четырехтактных карбюраторных двигателей

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

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.

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

Внешней тормозной характеристикой двигателя называют кривые, характеризующие $M_{т.д}$ и $N_{т.д}$ при выключенном зажигании и полностью прикрытой дроссельной заслонке. Эта кривая (на рис. 1, б кривая 1) определяет максимальные значения тормозного момента. В эксплуатационных условиях при торможении автомобиля двигателем последний работает чаще всего на режиме принудительного холостого хода с включенным зажиганием (кривая 2).

Тормозной момент двигателя (в Н·м), соответствующий этому режиму в диапазоне угловых скоростей 200 ... 400 рад/с, довольно точно описывает формула

$$M_{т.д} = V_d (a_M \omega_e - b_M), \quad (3)$$

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

Внутреннее трение в двигателе часто используют для плавного снижения скорости автомобиля или поддержания ее в заданных пределах (например, при спуске с уклона). При этом иногда искусственно повышают величину $M_{т.д}$, например, перекрывая на время торможения выпускную трубу двигателя (моторные тормоза).

§ 3. СИЛА ТЯГИ НА ВЕДУЩИХ КОЛЕСАХ АВТОМОБИЛЯ

Равнодействующую всех сил, действующих со стороны дороги на колесо в области контакта, называют реакцией дороги. Ее можно представить в виде трех составляющих: нормальной R_z , перпендикулярной дороге (рис. 2, а), касательной R_x , действующей в плоскости дороги и в плоскости колеса, и поперечной R_y , лежащей в плоскости дороги и перпендику-

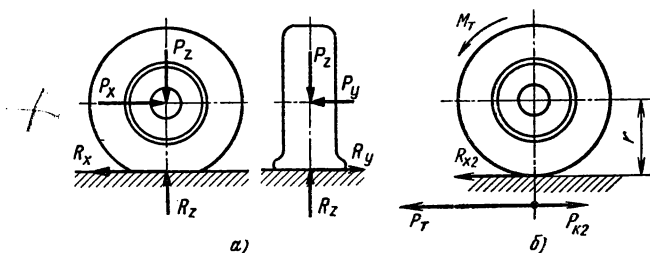


Рис. 2. Реакции дороги, действующие на колесо

лярной колесу. Возникновение реакций R_x и R_y возможно лишь при наличии реакции R_z .

При движении автомобиля ведущее колесо, вращаясь под действием приложенного к нему крутящего момента M_T (рис. 2, б), стремится сдвинуть назад верхний слой дорожного покрытия. Со стороны дороги на ведущее колесо в зоне контакта действует, противоположно направленная сила — касательная реакция дороги R_{x2} . При качении колеса неизбежны необратимые потери в шинах, поэтому для движения автомобиля используется не весь момент, подведенный к ведущим колесам, а лишь некоторая его часть. Как указывалось выше, все силы, действующие на автомобиль, для удобства изучения делят на силы движущие и силы, оказывающие сопротивление движению. В соответствии с этим действительную силу R_{x2} , приложенную к колесу со стороны дороги, условно представляют в виде разности двух сил: силы тяги P_T и силы, учитывающей потери, энергии в шинах ведущих колес P_{K2} :

$$R_{x2} = P_T - P_{K2}.$$

Сила тяги — отношение момента на полуосях к радиусу r ведущих колес при равномерном движении автомобиля ($P_T = M_T/r$). Таким образом, понятие «сила тяги» не учитывает затраты энергии на трение внутри шины, деформацию дороги, а также на ускорение вращающихся деталей. Эти затраты учитываются отдельно.

На ведомом колесе сила тяги отсутствует ($P_T = 0$), и при равномерном движении касательная реакция дороги равна силе сопротивления качению ведомых колес ($R_{x1} = -P_{K1}$). Знак минус указывает на то, что реакция на ведомых колесах имеет направление, противоположное движению автомобиля.

Значение сил $P_{к1}$ и $P_{к2}$ и методы их определения описаны ниже. В дальнейшем индекс 1 относится к ведомым колесам автомобиля, а индекс 2 — к ведущим.

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 . Значения r_c приводятся в технических характеристиках шин.

Динамический радиус колеса r_d — расстояние от поверхности дороги до оси катящегося колеса. Динамический радиус увеличивается с уменьшением нагрузки P_z и повышением давления воздуха в шине. 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 условного недеформирующегося катящегося без скольжения колеса, которое имеет с данным эластичным колесом одинаковые угловую и линейную скорости. Его определяют по формуле

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

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 $S = 0$ и $r_k = 0$. Во время скольжения заторможенных невращающихся (блокированных) колес, т. е. при движении юзом, число оборотов $n_k = 0$ и $r_k \rightarrow \infty$.

На дорогах с сухим твердым покрытием скольжение ведущих колес и изменения радиуса невелики. Поэтому обычно численные значения радиусов r_c , r_d и r_k считают одинаковыми и обозначают буквой r .

§ 4. КПД ТРАНСМИССИИ

Мощность от двигателя к ведущим колесам передается агрегатами трансмиссии. Часть мощности при этом затрачивается на преодоление трения в зацеплении зубчатых колес коробки передач и главной передачи ведущего моста,

в карданных шарнирах, подшипниках и сальниках, на преодоление трения зубчатых колес 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 ($N_T = N_e - N_{тр}$).

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

$$M_{тр} = N_{тр}/\omega_k,$$

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

Величины $M_{тр}$ и $N_{тр}$ учитывают два вида потерь: гидравлические потери и потери, вызванные наличием трения в зубчатых зацеплениях и в карданных шарнирах.

Гидравлические потери обусловлены 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_G , который нужно приложить к вывешенным ведущим колесам автомобиля, чтобы вращать валы трансмиссии вхолостую (без нагрузки).

На рис. 3 показаны экспериментальные зависимости момента M_G от скорости движения v автомобилей некоторых марок.

При отсутствии экспериментальных данных для автомобилей с колесной формулой 4×2 используют эмпирическую формулу

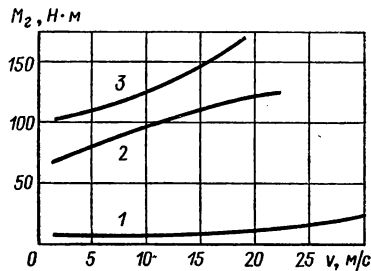
$$M_G = (2 + 0,09v) G_a r \cdot 10^{-3}, \quad (4)$$

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

Потери энергии на преодоление трения в зубчатых зацеплениях и шарнирах пропорциональны моменту, передаваемому трансмиссией.

Рис. 3. Зависимости момента M_G от скорости автомобиля:

1 — ГАЗ-24 «Волга»; 2 — ГАЗ-53А; 3 — ЗИЛ-130



Они не зависят от скорости вращения деталей. Эти потери оценивают моментом M_m , равным

$$M_m = M_e u_{\text{тр}} (1 - \chi), \quad (5)$$

где $u_{\text{тр}}$ — передаточное число трансмиссии; $\chi = 0,98^k 0,97^l 0,99^m$ (k и l — показатели, соответствующие числам цилиндрических и конических зубчатых пар; m — показатель, учитывающий число карданных шарниров, передающих нагрузку).

Таким образом, момент сопротивления трансмиссии, приведенный к ведущим колесам,

$$M_{\text{тр}} = M_{\text{г}} + M_m = M_{\text{г}} + M_e u_{\text{тр}} (1 - \chi).$$

В зависимости от режима работы автомобиля используют различные способы оценки потерь. Так, если трансмиссия автомобиля передает энергию от двигателя к ведущим колесам (активный режим), то потери мощности в ней оценивают по величине прямого КПД трансмиссии, представляющего собой отношение тяговой мощности к эффективной мощности или отношение соответствующих моментов:

$$\eta_{\text{тр}} = (N_e - N_{\text{тр}}) / N_e = (M_e u_{\text{тр}} - M_{\text{тр}}) / (M_e u_{\text{тр}}). \quad (6)$$

Подставив в последнюю формулу значение $M_{\text{тр}}$, получаем

$$\eta_{\text{тр}} = \chi - M_{\text{г}} / (M_e u_{\text{тр}}). \quad (7)$$

При движении автомобиля по хорошей дороге с небольшой нагрузкой и малой скоростью эффективный момент двигателя невелик и второй член выражения (7) приобретает существенное значение. КПД трансмиссии при этом может снизиться до 0,4...0,5. При работе двигателя с полной нагрузкой момент $M_{\text{г}}$ значительно меньше $M_e u_{\text{тр}}$, поэтому их отношением можно пренебречь и считать

$$\eta_{\text{тр}} = \text{const} \approx \chi.$$

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

$$\eta_{\text{обр}} = N_{\text{т.д}} / (N_{\text{т.д}} + N_{\text{тр}}) = M_{\text{т.д}} u_{\text{тр}} / (M_{\text{т.д}} u_{\text{тр}} + M_{\text{тр}}),$$

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

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

Во время движения автомобиля накатом, когда двигатель отключен от трансмиссии и $u_{тр} = 0$, выражение (6) теряет смысл, и потери энергии в трансмиссии оценивают по абсолютной их величине, т. е. по значениям $M_{тр}$ или $N_{тр}$.

Примерные значения прямого (при работе двигателя с полной нагрузкой) и обратного (при принудительном холостом ходе) КПД трансмиссии приведены ниже.

КПД трансмиссии	$\eta_{тр}$	$\eta_{обр}$
Автомобили:		
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

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

§ 5. ТЯГОВАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА АВТОМОБИЛЯ

Тяговой характеристикой автомобиля называют график зависимости силы тяги от скорости автомобиля.

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

$$\omega_e = \omega_k u_{тр} = \omega_k u_k u_0, \quad (8)$$

где u_k и u_0 — передаточные числа соответственно коробки передач и главной передачи.

Скорость движения автомобиля $v = \omega_k r = \omega_e r / u_{тр}$.

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,

$$M_T = M_e u_{тр} - M_{тр}.$$

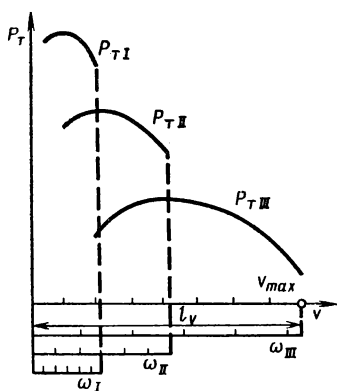


Рис. 4. Тяговая характеристика автомобиля

Учитывая формулу (6), тяговый момент M_T можно определять также следующим образом:

$$M_T = M_e u_{тр} \eta_{тр},$$

а силу тяги по формуле

$$P_T = M_T / r = M_e u_{тр} \eta_{тр} / r. \quad (9)$$

Определив M_e , $\eta_{тр}$ (или $M_{тр}$) и v для нескольких значений ω_e , можно, пользуясь формулой (9), 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).

Параллельно оси v нанесены шкалы угловых скоростей, соответствующих движению 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 на высшей передаче (ω_{III} на рис. 4). При постоянной угловой скорости вала двигателя скорости автомобиля на различных передачах обратно пропорциональны передаточным числам коробки передач (римские цифры в индексе означают передачу в коробке):

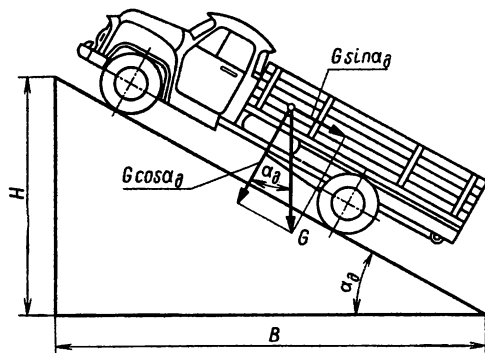
$$v_I : v_{II} = u_{II} : u_I; \quad v_{II} : v_{III} = u_{III} : u_{II} \text{ и т. д.}$$

Вследствие этого размер одного деления шкалы угловой скорости, например, для первой передачи, должен быть в u_I раз меньше размера деления шкалы для прямой передачи.

§ 6. СОПРОТИВЛЕНИЕ ДОРОГИ

Взаимодействие автомобиля и дороги сопровождается затратами энергии, которые можно разделить на две группы: затраты на подъем автомобиля при движении в гору и необратимые затраты на деформацию шин и дороги.

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 вес G автомобиля (в H) 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 $4 \dots 5^\circ$. Для таких углов можно принять, что одна сотая доля уклона соответствует $35'$ угла α_d . При этом уклон $i = \operatorname{tg} \alpha_d \approx \sin \alpha_d$. Тогда

$$P_n = G \sin \alpha_d \approx Gi.$$

Мощность, затрачиваемая на преодоление автомобилем подъема с уклоном i ,

$$N_n = P_n v = G \sin \alpha_d v \approx Giv.$$

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. Эта сила зависит от деформации шины и дороги, а также от трения шин о покрытие. Во время качения колеса между частями шины вследствие их деформации возникает трение, и выделяющаяся теплота рассеивается, что приводит к потере энергии. Изменяя деформацию шины $\Delta_{ш}$ при нагружении вертикальной нагрузкой P_z , получают

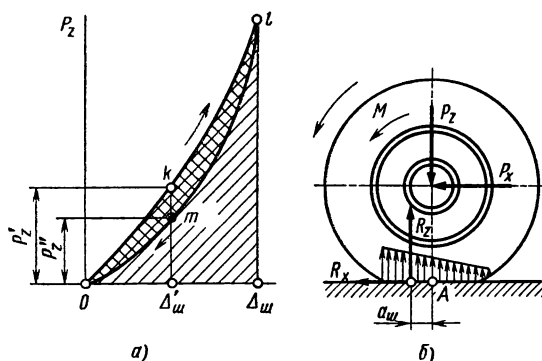


Рис. 6. Сопротивление качению:

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

зависимость в виде кривой *OkI* (рис. 6, *а*). При разгрузке тем же деформациям шины соответствуют меньшие значения нагрузок (кривая *ImO*). Площадь петли *OkImO* представляет собой в масштабе работу, связанную с необратимыми потерями в шине (гистерезисом). При качении колеса деформации в передней части шины увеличиваются, а в задней — уменьшаются. Поэтому 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, элементарные нормальные реакции в передней части контакта больше, чем в задней (рис. 6, *б*), а их равнодействующая R_z — нормальная реакция — смещена относительно вертикального диаметра колеса вперед на расстояние $a_ш$.

В результате смещения точки приложения нормальной реакции возникает момент $R_z a_ш$. Для уравнивания этого момента необходимо к колесу приложить равный, но противоположно направленный момент M , или к оси ведомого колеса — толкающую силу P_x , образующую вместе с касательной реакцией дороги пару сил.

Из уравнения моментов сил относительно точки *A* (рис. 6, *б*) получим

$$P_x = R_z a_ш / r.$$

Отношение $a_ш / r$ называют коэффициентом сопротивления качению и обозначают буквой f ($f = a_ш / r = P_x / R_z$).

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

$$P_k = P_x = fR_z. \quad (10)$$

Момент сопротивления качению

$$M_k = P_k r = fR_z r.$$

Если не учитывать влияния динамических нагрузок, то реакция R_z равна весу G_k , приходящемуся на колесо, а сила сопротивления качению ведомого колеса $P_k = fG_k$.

Как указывалось выше, в применении к ведущим колесам термин «сила сопротивления качению» является условным. Однако при движении автомобиля потери на качение ведомых колес всегда имеют место одновременно с потерями на качение ведущих колес. При работе автомобиля на дорогах без твердого покрытия в образовании колеи участвуют не только ведомые, но и ведущие колеса, и сопротивление качению в значительной своей части является внешним по отношению к автомобилю. Поэтому обычно потери на качение колес относят ко всему автомобилю и считают их внешними. Такое допущение упрощает выводы, не оказывая влияния на конечные результаты.

Принимая коэффициент f равным для всех колес автомобиля, получаем силу сопротивления качению автомобиля:

$$P_k = fG. \quad (11)$$

При скорости до 10...15 м/с коэффициент сопротивления качению можно считать постоянным. В случае движения автомобиля с большой скоростью f 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 эмпирическими формулами, например:

$$f = f_0(1 + v^2/1500), \quad (12)$$

где f_0 — коэффициент сопротивления качению при движении автомобиля с малой скоростью (значения приведены ниже); v — скорость автомобиля, м/с.

Для случая движения автомобиля по дорогам с асфальтовыми или цементобетонным покрытием хорошего качества применяют также формулу $f = (32 + v)/2800$.

Ниже приведены значения коэффициентов сопротивления.

Коэффициент сопротивления качению	f_0 (при $v < 15$ м/с)	f (среднее значение)
Асфальтобетонное или цементобетонное шоссе:		
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
Дорога с гравийным покрытием	0,02	0,020...0,025
Грунтовая дорога:		
сухая укатанная	—	0,025...0,035
после дождя	—	0,050...0,15
Песок	—	0,10...0,30
Укатанный снег	—	0,07...0,10

При движении автомобиля по дороге с твердым покрытием сопротивление качению увеличивается с уменьшением давления воздуха в шине. При передаче крутящего момента оно также немного возрастает, 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.

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. Потери энергии обычно учитывают в виде дополнительного увеличения коэффициента f , примерно пропорционального v^2 .

Учитывая большое количество факторов, влияющих на величину коэффициента f , для расчетов пользуются его средним значением.

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

$$N_k = fGv.$$

Сила сопротивления дороги. При движении автомобиля на подъеме и спуске составляющая силы тяжести, перпендикулярная 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 определить силу P_k по формуле (10) также и для негоризонтальных участков дороги.

Коэффициент сопротивления качению f и уклон i дороги в совокупности характеризуют качество дороги. Поэтому вве-

дено понятие о силе сопротивления дороги P_d , равной сумме сил P_k и P_n :

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

Выражение в скобках называют коэффициентом сопротивления дороги и обозначают буквой Ψ . Тогда сила сопротивления дороги

$$P_d = \Psi G, \quad (13)$$

а мощность сопротивления дороги (в Вт)

$$N_d = P_d v = \Psi G v. \quad (14)$$

§ 7. СОПРОТИВЛЕНИЕ ВОЗДУХА

Автомобиль во время движения перемещает частицы окружающего воздуха, и в каждой точке поверхности автомобиля в результате соприкосновения ее с воздушной средой возникают элементарные силы, нормальные к поверхности и касательные к ней. Касательные силы являются силами трения. Нормальные силы создают давление на поверхность автомобиля. Для упрощения расчетов элементарные силы сопротивления воздуха заменяют сосредоточенной силой сопротивления воздуха P_v . Опытным путем установлено, что сила сопротивления воздуха (в Н)

$$P_v = k_v F_v v^2,$$

где k_v — коэффициент сопротивления воздуха (коэффициент обтекаемости), зависящий от формы и качества отделки поверхности автомобиля, $\text{Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^4$; F_v — лобовая площадь автомобиля, м^2 .

Лобовой площадью F_v автомобиля называют площадь его проекции на плоскость, перпендикулярную продольной оси автомобиля. Определить точное значение лобовой площади довольно трудно, так как для этого нужно провести обмер автомобиля и вычертить его наружный контур. Поэтому для определения F_v пользуются приближенными формулами:

грузового автомобиля и автобуса $F_v = B H_a$, где B — колея, м; H_a — наибольшая высота автомобиля, м;

легкового автомобиля $F_v = 0,78 B_a H_a$, где B_a — наибольшая ширина автомобиля, м.

Ниже приведены средние значения k_B и F_B .

Параметры обтекаемости автомобилей	$k_B, \text{Н} \cdot \text{с}^2/\text{М}^4$	$F_B, \text{м}^2$
Легковые автомобили с кузовом:		
закрытым	0,2...0,35	1,6...2,8
открытым	0,4...0,5	1,5...2
Грузовые автомобили	0,6...0,7	3...5
Автобусы с кузовом вагонного типа	0,24...0,4	4,5...6,5
Гоночные автомобили	0,13...0,15	1,0...1,3

Мощность (в Вт), необходимая для преодоления сопротивления воздуха, $N_B = P_B v = k_B F_B v^3$.

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

§ 8. УРАВНЕНИЕ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ

Уравнение движения автомобиля связывает все силы, действующие на автомобиль, 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 изложены ниже в главах, посвященных устойчивости и управляемости автомобиля.

Рассмотрим силы, действующие на автомобиль на подъеме во время разгона (рис. 7, а). К центру тяжести автомобиля приложена сила тяжести $G = mg$, а также сила инерции $P'_и$ (в Н) поступательно движущихся масс, направлена противоположно ускорению. Сила инерции

$$P'_и = ma, \quad (15)$$

где m — масса автомобиля, кг; a — ускорение автомобиля, м/с².

К колесам приложены моменты сопротивления качению $M_{к1}$ и $M_{к2}$. Со стороны дороги на шины действуют нормальные реакции R_{z1} и R_{z2} и касательные реакции R_{x1} и R_{x2} . Сила сопротивления P_B приложена на высоте h_B . Кроме того,

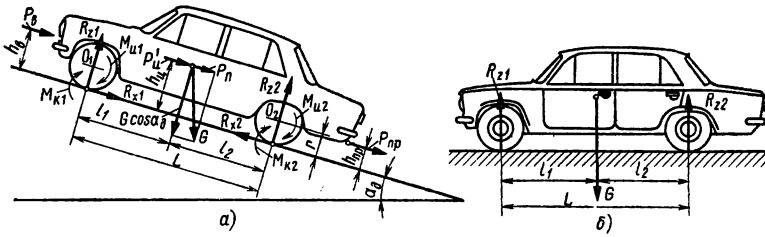


Рис. 7. Силы и моменты, действующие на автомобиль:
 а — движущийся на подъеме; б — неподвижный

к буксирному крюку автомобиля может быть приложена сила $P_{пр}$ сопротивления движению прицепа.

Спроектируем все силы на плоскость дороги:

$$R_{x2} - R_{x1} - P'_и - P_{п} - P_{в} - P_{пр} = 0.$$

При движении одиночного автомобиля

$$R_{x2} - R_{x1} - P'_и - P_{п} - P_{в} = 0. \quad (16)$$

При неравномерном вращении деталей возникает инерционный момент $J\varepsilon$ (где J — момент инерции, а ε — угловое ускорение детали). Наибольшее влияние на движение автомобиля оказывают моменты инерции маховика и колес.

Касательные реакции при разгоне автомобиля

$$R_{x2} = (M_e - J_M \varepsilon_M) u_{тр} \eta_{тр} / r - J_{к2} \varepsilon_k / r - R_{z2} f; \quad (17)$$

$$R_{x1} = J_{к1} \varepsilon_k / r + R_{z1} f, \quad (18)$$

где J_M и ε_M — соответственно момент инерции маховика (в $\text{кг} \cdot \text{м}^2$) и его угловое ускорение (в $\text{рад}/\text{с}^2$); $J_{к1}$, $J_{к2}$ и ε_k — соответственно моменты инерции ведомых и ведущих колес (в $\text{кг} \cdot \text{м}^2$) и их угловое ускорение (в $\text{рад}/\text{с}^2$).

Согласно соотношению между угловым и линейным ускорениями

$$\varepsilon_k = a/r; \quad \varepsilon_M = \varepsilon_k u_{тр} = a u_{тр} / r.$$

Подставив значения R_{x1} , R_{x2} , ε_M и ε_k в формулу (16), имеем

$$M_e u_{тр} \eta_{тр} / r - J_M u_{тр}^2 \eta_{тр} a / r^2 - (J_{к1} + J_{к2}) a / r^2 - (R_{z1} + R_{z2}) f - m a - P_{п} - P_{в} = 0.$$

Объединив все члены этого выражения, содержащие a , и учитывая также формулу (9), получаем

$$P_T - m \left(1 + \frac{J_M u_{\text{тр}}^2 \eta_{\text{тр}} + J_K}{r^2 m} \right) a - P_B - (R_{z1} + R_{z2})f - P_{\Pi} = 0, \quad (19)$$

где $J_K = J_{K1} + J_{K2}$ – суммарный момент инерции всех колес, кг·м².

Второй член уравнения (19) характеризует силу, которую нужно приложить к автомобилю, чтобы сообщить ему ускорение a . Выражение в скобках показывает, во сколько раз энергия, затрачиваемая при разгоне автомобиля, больше энергии, необходимой для разгона автомобиля, все детали которого движутся только поступательно. Таким образом, это выражение учитывает влияние вращающихся масс, поэтому его называют коэффициентом учета вращающихся масс

$$\delta_{\text{вр}} = 1 + (J_M \eta_{\text{тр}} u_{\text{тр}}^2 + J_K)/(mr^2); \quad (20)$$

Второй член уравнения (19) называется приведенной силой инерции P_{Π} автомобиля

$$P_{\Pi} = P'_{\Pi} \delta_{\text{вр}} = ma [1 + (J_M \eta_{\text{тр}} u_{\text{тр}}^2 + J_K)/(mr^2)] = (G/g) \delta_{\text{вр}} a, \quad (21)$$

где $g = 9,81$ м/с².

Энергия, затрачиваемая на разгон 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 J_M и J_K неизвестно, то коэффициент $\delta_{\text{вр}}$ определяют по эмпирической формуле

$$\delta_{\text{вр}} = 1 + (\delta_1 + \delta_2 u_k^2) G_a/G, \quad (22)$$

где $\delta_1 \approx \delta_2 \approx 0,03...0,05$; G_a – вес автомобиля с полной нагрузкой, Н; G – фактический вес автомобиля, Н.

Для случая движения автомобиля с отсоединенным от трансмиссии двигателем

$$\delta_{\text{вр}} = 1 + J_K/(mr^2) \approx 1 + 0,05 G_a/G. \quad (23)$$

Последние два члена в формуле (19) представляют собой силу сопротивления дороги $(R_{z1} + R_{z2})f + P_{\Pi} = P_K + P_{\Pi} = P_D$, поэтому уравнение движения автомобиля в общем виде можно записать следующим образом:

$$P_T - P_{\Pi} - P_B - P_D = 0. \quad (24)$$

§ 9. 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} , пропорциональное вертикальной нагрузке на колесо,

$$P_{сц} = R_{max} = \varphi R_z, \quad (25)$$

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

$$P_{сц} = \varphi R_z \geq \sqrt{R_x^2 + R_y^2}. \quad (26)$$

При отсутствии поперечных сил

$$P_{сц} = \varphi_x R_z \geq R_x. \quad (27)$$

В случае равномерного качения ведущего колеса

$$R_x = P_T - R_z f; \quad P_T \leq (\varphi_x + f) R_z. \quad (28)$$

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

$$P_T \leq P_{сц} = \varphi_x R_z. \quad (29)$$

При этом, если сила тяги меньше силы сцепления $P_{сц}$, ведущее колесо катится без пробуксовывания. Если сила тяги больше силы сцепления, ведущее колесо пробуксовывает и для движения используется лишь часть силы тяги, равная $\varphi_x R_z$. Остальная часть силы P_T вызывает ускоренное вращение колес, которое продолжается до тех пор, пока мощность, затрачиваемая на буксование, не уравнивает 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.

Движение автомобиля с буксующими колесами неустойчиво. Буксование колес связано с значительными потерями энергии на трение шин о дорогу и разрушение опорной поверхности, что, в свою очередь, вызывает повышение расхода топлива. Поэтому при теоретических расчетах и анализе эксплуатационных свойств автомобиля принято считать, что при нормальных эксплуатационных режимах работы касательная реакция на ведущих колесах не должна превышать силы сцепления шин с дорогой.

На дорогах с твердым покрытием коэффициент сцепления зависит главным образом от трения скольжения между шиной и покрытием. При смачивании твердого покрытия коэффициент сцепления резко падает из-за образования пленки из частиц грунта и воды, уменьшающих трение между шиной и дорогой. Коэффициент сцепления понижается особенно значительно, если на покрытии 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.

При качении колеса различные его точки имеют неодинаковые окружные скорости относительно оси вращения. Из-за радиальной деформации шины относительные скорости точек, расположенных на ее окружности и в зоне контакта с дорогой, различны. Изменяются они и по длине зоны контакта, что приводит к упругой окружной деформации шины и скольжению ее элементов по дороге. Скорость скольжения в большей степени зависит от момента, приложенного к колесу, и от сцепных свойств шины и дороги. Так, если к колесу приложен тяговый момент, то скорости скольжения элементов шины в зоне кон-

такта направлены противоположно скорости центра колеса, имеет место его «пробуксовывание». Если скорость центра равна нулю и колесо останавливается, продолжая вращаться, то говорят о «полном буксовании» колеса. Когда к колесу приложен тормозной момент, то направления скоростей элементов шины в контакте и центра колеса совпадают, имеет место «проскальзывание по ходу». Если заторможенное колесо движется поступательно, не вращаясь, то говорят о полном скольжении или «юз» колеса. Как полное буксование, так и юз являются предельными случаями движения колеса. Частичное проскальзывание, как и частичное пробуксовывание почти всегда наблюдается при нормальной эксплуатации автомобиля.

Увеличение тягового (или тормозного) момента, приложенного к колесу, вызывает буксование или проскальзывание последнего относительно дороги. С увеличением проскальзывания или буксования шины по дороге коэффициент сцепления сначала возрастает, а затем, достигнув максимума, уменьшается. При полном буксовании ведущих колес и при юзе тормозящих колес коэффициент сцепления может быть на 10...25% меньше максимального. Особенно заметно уменьшение коэффициента сцепления на мокрых и обледенелых дорогах.

Ниже приведены значения коэффициента сцепления φ_x .

Состояние поверхности	Сухая	Мокрая
Асфальтобетонное или цементобетонное шоссе	0,7...0,8	0,35...0,45
Дорога с щебеночным покрытием	0,6...0,7	0,30...0,40
Грунтовая дорога	0,5...0,6	0,20...0,40
Лед		0,1...0,2
Снег		0,2...0,3

С увеличением скорости движения автомобиля коэффициент φ обычно уменьшается: при скорости 40...50 м/с он может быть в несколько раз меньше, чем при скорости 10...15 м/с.

Так как на величину φ_x влияет большое количество факторов, учесть которые очень трудно, то обычно для расчетов пользуются средними значениями коэффициента сцепления, приведенными выше.

Коэффициент поперечного сцепления φ_y зависит от тех же факторов, и его обычно принимают равным коэффициенту φ_x .

Условие возможности движения автомобиля. Согласно выражению (27) длительное безостановочное движение автомобиля возможно лишь при следующем условии:

$$P_T > P_D + P_B. \quad (30)$$

Это неравенство связывает конструктивные параметры автомобиля с сопротивлениями движению. Выполнение его необ-

ходимо, но недостаточно для безостановочного движения автомобиля, так как оно возможно лишь при отсутствии буксования ведущих колес. Учитывая формулу (29), условие безостановочного движения можно выразить следующим образом:

$$\varphi_x R_{z2} \geq P_T \geq P_d + P_B. \quad (31)$$

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

Для автомобиля с передним ведущим мостом в формулу (31) вместо реакции R_{z2} подставляют R_{z1} , а для автомобиля со всеми ведущими мостами — вес автомобиля G .

§ 10. НОРМАЛЬНЫЕ РЕАКЦИИ ДОРОГИ

Определим нормальные реакции, действующие на колеса автомобиля, стоящего на горизонтальной дороге. Вектор веса автомобиля проходит через центр тяжести, который расположен на расстоянии l_1 от оси переднего моста и на расстоянии l_2 от оси заднего (см. рис. 7, б). Нормальные реакции R_{z1} и R_{z2} , действующие на колеса соответственно переднего и заднего мостов, равны составляющим G_1 и G_2 веса автомобиля, приходящимся на колеса этих мостов.

Из условий равновесия имеем

$$R_{z1}L - Gl_2 = 0; \quad R_{z1} + R_{z2} = G, \quad (32)$$

где L — расстояние между осями мостов (база автомобиля), м. Следовательно, в статическом состоянии автомобиля

$$R_{z1} = G_1 = Gl_2/L; \quad R_{z2} = G_2 = Gl_1/L.$$

При движении автомобиля нормальные реакции дороги не остаются постоянными, а изменяются под действием сил и моментов, приложенных к автомобилю, например реактивного момента ведущего моста автомобиля, моментов сил инерции колес, возникающих при неравномерном движении; моментов сил сопротивления качению и т. д.

Определим нормальные реакции, действующие на колеса двухосного автомобиля при его разгоне на подъеме (см. рис. 7, а). Для этого составим уравнение моментов сил относительно центра тяжести автомобиля и уравнение проекций сил на вертикальную ось. Для упрощения примем, что высота h_B равна высоте центра тяжести $h_{ц}$, а $P_{пр} = 0$. В этом случае

$$\begin{aligned} -R_{z1}l_1 - R_{x2}h_{ц} + R_{x1}h_{ц} + R_{z2}l_2 - M_k &= 0, \\ R_{z1} + R_{z2} &= G \cos \alpha_d, \end{aligned} \quad (33)$$

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

Формулы для определения R_{z1} и R_{z2} могут иметь различный вид.

Если известна сила тяги, то, подставив в выражение (33) вместо R_{x1} и R_{x2} их значения согласно формулам (17) и (18), получим

$$R_{z1} = \frac{1}{L} \left\{ G \cos \alpha_d [l_2 + f(h_{ц} - r)] - \left(P_{\tau} h_{ц} - \frac{J_M \eta_{TP} u_{TP}^2 + J_k}{r^2} h_{ц} a \right) \right\};$$

$$R_{z2} = \frac{1}{L} \left\{ G \cos \alpha_d [l_1 - f(h_{ц} - r)] + \left(P_{\tau} h_{ц} - \frac{J_M \eta_{TP} u_{TP}^2 + J_k}{r^2} h_{ц} a \right) \right\}.$$

Для равномерного движения ($a = 0$) автомобиля по горизонтальной дороге с хорошим покрытием можно принять $f \approx 0$, $\cos \alpha_d = 1$, тогда

$$R_{z1} = (Gl_2 - P_{\tau} h_{ц})/L; \quad R_{z2} = (Gl_1 + P_{\tau} h_{ц})/L.$$

Часто нормальные реакции удобнее определять в функции сил сопротивления. Подставив в уравнение (33) значение реакции

$$R_{x2} = R_{x1} + P_{п} + P_{в} + P'_{в},$$

получим

$$R_{z1} = [G \cos \alpha_d (l_2 - fr) - (P_{п} + P_{в} + P'_{в}) h_{ц}] / L;$$

$$R_{z2} = [G \cos \alpha_d (l_1 + fr) + (P_{п} + P_{в} + P'_{в}) h_{ц}] / L.$$

Для равномерного движения автомобиля по горизонтальной дороге с хорошим покрытием эти формулы имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} R_{z1} &= [Gl_2 - (P_k + P_{в}) h_{ц}] / L; \\ R_{z2} &= [Gl_1 + (P_k + P_{в}) h_{ц}] / L. \end{aligned} \right\} \quad (34)$$

Максимальные значения касательных реакций ограничены сцеплением шин с дорогой. Подставив в формулу (33) вместо R_{x2} ее предельное значение по условиям сцепления $\varphi_x R_{z2}$, получаем

$$R_{z1} = 1/L [l_2 + (\varphi_x + f) h_{ц}] [G \cos \alpha_d (l_2 - \varphi_x h_{ц} - fr) + a (J_{k1}/r^2) h_{ц}]; \quad (35)$$

$$R_{z2} = 1/L[l_1 - (\varphi_x + f)h_{ц}] \{G \cos \alpha_d [l_1 - f(h_{ц} - r)] - a(I_{к1}/r^2)h_{ц}\}. \quad (36)$$

Для равномерного движения автомобиля по горизонтальной дороге с хорошим покрытием формулы (35) и (36) можно записать так:

$$R_{z1} = G(l_2 - \varphi_x h_{ц}) / (L - \varphi_x h_{ц}); \quad R_{z2} = Gl_1 / (L - \varphi_x h_{ц}).$$

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 мост автомобиля при его движении, к реакции, действующей на тот же мост автомобиля, стоящего на горизонтальной дороге:

$$\left. \begin{aligned} m_{p1} &= R_{z1}/G_1; \\ m_{p2} &= R_{z2}/G_2. \end{aligned} \right\} \quad (37)$$

Во время разгона автомобиля предельные значения коэффициентов составляют $m_{p1} = 0,55 \dots 0,7$; $m_{p2} = 1,2 \dots 1,35$.

Приведенные значения коэффициентов свидетельствуют о том, что во время разгона нагрузка на передний мост автомобиля уменьшается, а на задний — возрастает по сравнению с нагрузками при статическом положении автомобиля. При торможении автомобиля происходит обратное явление. Этим объясняются 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 зависит сила 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

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

2. Определить КПД трансмиссии автомобиля при движении его на прямой передаче со скоростью 10 м/с по участкам дороги с малым и большим сопротивлением. На первом участке крутящий момент двигателя равен 25 Н·м, а на втором 100 Н·м. Номинальный полный вес автомобиля 15 кН. Автомобиль имеет одинарную главную передачу ($u_0 = 4,5$) и карданную передачу с тремя карданными шарнирами. Радиус колес 0,35 м.

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

4. Вычислить коэффициенты изменения нормальных реакций автомобиля по данным предыдущей задачи для случая движения его по сухому асфальтобетонному шоссе ($\phi_x = 0,8$) с полным использованием сцепления ведущими колесами.

ГЛАВА II ТЯГОВАЯ ДИНАМИЧНОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

§ 11. СИЛОВОЙ И МОЩНОСТНОЙ БАЛАНСЫ АВТОМОБИЛЯ

Аналитическое решение уравнения движения автомобиля в общем виде невозможно, так как неизвестны точные функциональные зависимости, связывающие основные действующие силы (P_T , P_{TR} и P_K) со скоростью автомобиля. Поэтому уравнение движения обычно решают приближенно, используя графоаналитические методы. Наибольшее распространение получили методы силового баланса, мощностного баланса и динамической характеристики.

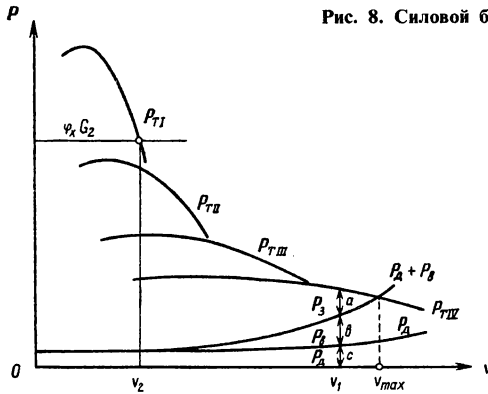
Силовой баланс. Переписав уравнение (24) следующим образом

$$P_T = P_D + P_B + P_{и}, \quad (38)$$

получим уравнение силового баланса, которое можно решить графически, как показано на рис. 8.

Вначале строят тяговую характеристику автомобиля. В нижней части графика наносят кривую P_D , построенную для одного значения коэффициента Ψ . Значение силы сопротивления воздуха P_B откладывают вверх от соответствующих значений силы P_D . Кривая суммарного сопротивления $P_D + P_B$ определяет силу тяги, необходимую для движения автомобиля

Рис. 8. Силовой баланс автомобиля



с постоянной скоростью. Если кривая P_T проходит выше кривой $P_d + P_b$, то отрезки P_3 , 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 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 $P_d + P_b$, когда запас силы тяги, а следовательно, и ускорение равны нулю. Если кривая P_T проходит ниже кривой $P_d + P_b$, то автомобиль может двигаться только 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_b при скорости v_1 . Сумма отрезков P_3 и bc в том же масштабе представляет собой силу P_d при максимальном сопротивлении дороги Ψ_{max} .

Чтобы учесть возможность буксования ведущих колес, нужно, определив для заданного коэффициента сцепления ϕ_x силу сцепления $P_{сц} \approx G_2 \phi_x$, провести горизонтальную линию, как показано на рис. 8. В зоне, расположенной ниже этой линии, соблюдается условие $P_T \leq P_{сц}$, а в зоне выше нее длительное движение автомобиля 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 дви-

гателя 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.

В уравнении (38) все силы сопротивления условно имеют знак плюс. Однако силы $P_{\text{п}}$ и $P_{\text{и}}$ могут быть или силами сопротивления, или движущими силами. При движении на подъеме ($+\alpha_{\text{д}}$), а также при разгоне автомобиля ($+a$) значения этих сил в уравнении (38) нужно подставлять со знаками плюс, а в случае движения на спуске ($-\alpha_{\text{д}}$) и с замедлением ($-a$) — со знаком минус.

Мощностной баланс. Для анализа динамичности автомобиля можно вместо соотношения сил использовать сопоставление тяговой мощности $N_{\text{т}}$ с мощностью, необходимой для преодоления сопротивления движению. По аналогии с уравнением силового баланса уравнение мощностного баланса можно записать в следующем виде:

$$N_{\text{т}} = N_{\text{е}} - N_{\text{тр}} = N_{\text{к}} + N_{\text{п}} + N_{\text{в}} + N_{\text{и}}, \quad (39)$$

где $N_{\text{и}} = P_{\text{и}}v$ — мощность, затрачиваемая на преодоление силы инерции автомобиля.

Рассмотрим вначале уравнение (39) для движения автомобиля на одной передаче. Построим в координатах $N - v$ скоростную характеристику (рис. 9, а). Вниз от кривой $N_{\text{е}}$ отложим значения мощности $N_{\text{тр}}$, затрачиваемой на преодоление трения

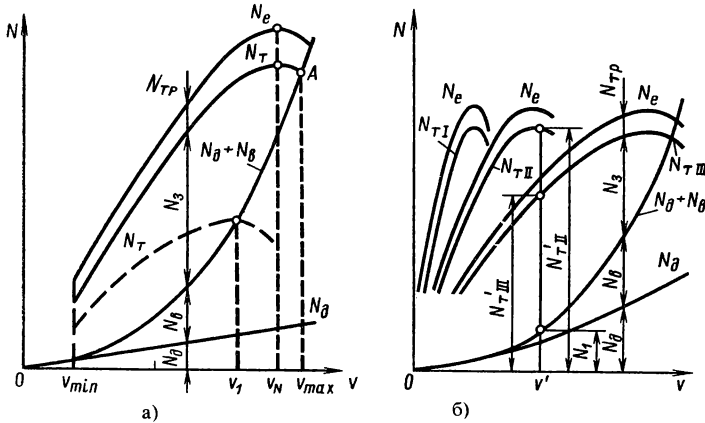


Рис. 9. Мощностной баланс автомобиля при движении: а — на высшей передаче; б — на различных передачах

в трансмиссии, получим кривую N_T . Если величина мощности $N_{тр}$ неизвестна, то мощность N_T определяют по формуле $N_T = N_e \eta_{тр}$. Затем наносим кривую мощности N_d , значения которой определяем по формуле (14). Если принять коэффициент f постоянным, то график мощности N_d представляет собой прямую, проходящую через начало координат. Для скорости, большей 10...15 м/с, следует учитывать зависимость коэффициента f от скорости и определять его, например, по формуле (12).

Вверх от кривой N_d откладывают значения мощности сопротивления воздуха N_v (см. кривую $N_d + N_v$). Отрезки ординат между кривой $N_d + N_v$ и осью абсцисс представляют собой суммарную мощность, затрачиваемую на преодоление сопротивлений дороги и воздуха. Отрезки мощности N_3 , заключенные между кривыми N_T и $N_d + N_v$, характеризуют запас мощности, который может быть использован для преодоления повышенного сопротивления дороги или разгона автомобиля.

При равномерном движении автомобиля мощность N_T расходуется только на преодоление сопротивлений дороги и воздуха. Если дроссельная заслонка открыта полностью, то наибольшую скорость v_{max} автомобиль развивает, когда мощность N_T равна сумме мощностей N_d и N_v (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_1 заслонку нужно прикрыть так, чтобы мощность N_T изменялась по кривой, показанной на рис. 9, 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 передач в коробке (рис. 9, б). При изменении передаточного числа коробки передач u_k изменяется лишь скорость автомобиля, мощность же N_e , а также мощность N_T , если не учитывать изменения КПД трансмиссии на различных передачах, остаются без изменений.

Степень использования мощности двигателя И называют отношением мощности, необходимой для движения автомобиля, к мощности, которую может развить двигатель при полной нагрузке.

Так, при равномерном движении

$$И = (N_d + N_v + N_{тр})/N_e. \quad (40)$$

$$\text{Но } (N_d + N_v)/(N_d + N_v + N_{тр}) = \eta_{тр}.$$

Следовательно,

$$N_{\text{д}} + N_{\text{в}} + N_{\text{тр}} = (N_{\text{д}} + N_{\text{в}})/\eta_{\text{тр}} \quad (41)$$

Из выражений (40) и (41) получаем

$$И = (N_{\text{д}} + N_{\text{в}})/(N_{\text{е}}\eta_{\text{тр}}) = (N_{\text{д}} + N_{\text{в}})/N_{\text{т}}$$

Чем меньше коэффициент Ψ и скорость автомобиля и чем больше передаточное число $u_{\text{тр}}$, тем хуже используется мощность двигателя, тем меньше $И$. Например, при скорости, равной v' (см. рис. 9, б), суммарная мощность сопротивлений дороги и воздуха равна N_1 , а мощность на ведущих колесах при полной нагрузке двигателя равна $N'_{\text{тIII}}$ на прямой передаче и $N'_{\text{тII}}$ — на второй. Степень использования мощности на прямой передаче $И_1 = N_1/N'_{\text{тIII}}$, а на второй передаче $И_2 = N_1/N'_{\text{тII}}$, но $N'_{\text{тII}} > N'_{\text{тIII}}$, следовательно, $И_2 < И_1$.

§ 12. ДИНАМИЧЕСКИЙ ФАКТОР АВТОМОБИЛЯ

Практическое использование методов силового и мощностного балансов затруднительно, так как для разных значений Ψ на графиках приходится наносить несколько кривых $P_{\text{д}}$ и $P_{\text{в}}$ или $N_{\text{д}}$ и $N_{\text{д}} + N_{\text{в}}$. 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 при помощи динамической характеристики, предложенный акад. Е. А. Чудаковым.

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

$$D = (P_{\text{т}} - P_{\text{в}})/G = (M_{\text{е}}u_{\text{тр}}\eta_{\text{тр}}/r - k_{\text{в}}F_{\text{в}}v^2)/G. \quad (42)$$

Величина D зависит только от конструктивных параметров автомобиля, и поэтому ее можно определить для каждой конкретной модели. При движении автомобиля на низших передачах динамический фактор больше, чем при движении на высших, из-за увеличения силы $P_{\text{т}}$ и уменьшения силы $P_{\text{в}}$.

Чтобы связать динамический фактор с условиями движения автомобиля, перенесем в уравнении (38) силу $P_{\text{в}}$ в левую часть и разделим обе части на вес автомобиля G . В результате получим $D = (P_{\text{т}} - P_{\text{в}})/G = (P_{\text{д}} - P_{\text{и}})/G$.

Подставив значения сил P_d и $P_{и}$, согласно формулам (13) и (21), получим,

$$D = \Psi + \delta_{вр} a / g. \quad (43)$$

При равномерном движении ускорение равно нулю, следовательно, динамический фактор определяет и коэффициент сопротивления дороги Ψ . Так, например, динамический фактор D_v при максимальной скорости определяет сопротивление дороги Ψ_v , которое автомобиль может при этой скорости преодолеть.

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

Согласно выражению (43) для длительного безостановочного движения автомобиля необходимо соблюдение условия

$$D \geq \Psi. \quad (44)$$

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

$$P_T = P_{сц} + P_{к2} = m_{р2} G_2 (\varphi_x + f).$$

Подставив найденное значение P_T в формулу (42) и пренебрегая f , получим выражение для динамического фактора по сцеплению

$$D_{сц} = (P_{сц} - P_B) / G = (m_{р2} G_2 \varphi_x - P_B) / G. \quad (45)$$

В случае буксования ведущих колес скорость автомобиля невелика, и можно считать, что сила $P_B \approx 0$, а $m_{р2} \approx 1$. Тогда

$$D_{сц} = G_2 \varphi_x / G.$$

Длительное движение автомобиля без буксования ведущих колес возможно при соблюдении условия

$$D_{сц} \geq D.$$

Учитывая также выражение (44), получаем следующее условие возможности движения автомобиля:

$$D_{сц} \geq D \geq \Psi.$$

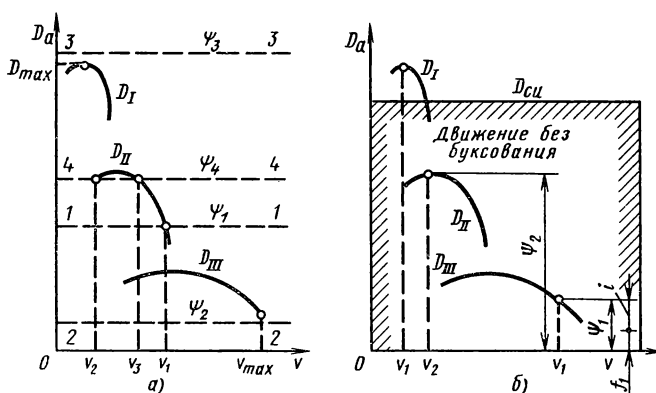


Рис. 10. Динамическая характеристика автомобиля:
 а – определение скорости v ; б – определение коэффициента Ψ

Динамической характеристикой автомобиля называют график зависимости динамического фактора D_a автомобиля с полной нагрузкой от скорости движения на различных передачах. Примерный вид динамической характеристики автомобиля показан на рис. 10. Для решения уравнения движения сопоставляют величины динамических факторов, рассчитанных по условиям тяги и по условиям сцепления, с коэффициентом сопротивления дороги Ψ . Так, например, для определения максимальной скорости v_{max} автомобиля на участке дороги, который характеризуется постоянным коэффициентом Ψ , нужно по оси ординат динамической характеристики отложить его величину в том же масштабе, что и масштаб динамического фактора, и провести прямую, параллельную оси абсцисс.

Если линия Ψ (прямая 1–1 на рис. 10, а) пересекает кривую динамического фактора, то максимальная скорость равна v_1 , так как при этой скорости соблюдается условие $D_a = \Psi$. Если кривая динамического фактора проходит выше линии Ψ (прямая 2–2), то равномерное движение автомобиля при полностью открытой дроссельной заслонке невозможно, так как динамический фактор даже на высшей передаче во всем диапазоне скоростей больше коэффициента Ψ , и происходит разгон автомобиля. Чтобы обеспечить равномерное движение, водитель в этом случае должен прикрыть дроссельную заслонку.

Линия 3–3 соответствует случаю, когда $D_a < \Psi$. Движение с постоянной скоростью при таком коэффициенте Ψ невозможно, и автомобиль может двигаться только замедленно. Если прямая Ψ пересекает кривую в двух точках (линия 4–4), то ав-

томобиль при полностью открытой дроссельной заслонке может двигаться равномерно как со скоростью v_2 , так и со скоростью v_3 . Для движения со скоростью, большей скорости v_2 и меньшей скорости v_3 , нужно уменьшить мощность двигателя, прикрыв дроссельную заслонку.

С помощью динамической характеристики можно 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. 10, 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 принят постоянным и равным f_1 , то при движении со скоростью v_1 автомобиль преодолевает подъем, уклон i которого составляет $\Psi_1 - f_1$.

Наибольшее значение коэффициент Ψ имеет при максимальном динамическом факторе D . Поэтому для определения Ψ_{\max} нужно провести прямую, параллельную оси абсцисс и касательную к кривой динамического фактора на данной передаче. Отрезок, отсекаемый этой прямой на оси ординат, характеризует величину D_{\max} , а также и Ψ_{\max} .

§ 13. 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_e 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_a до G динамический фактор изменяется, и его можно определить по формуле

$$D = (P_T - P_B)/G = D_a G_a / G.$$

Чтобы не пересчитывать при каждом изменении нагрузки величину D , динамическую характеристику дополняют номограммой нагрузок, которую строят следующим образом. Ось

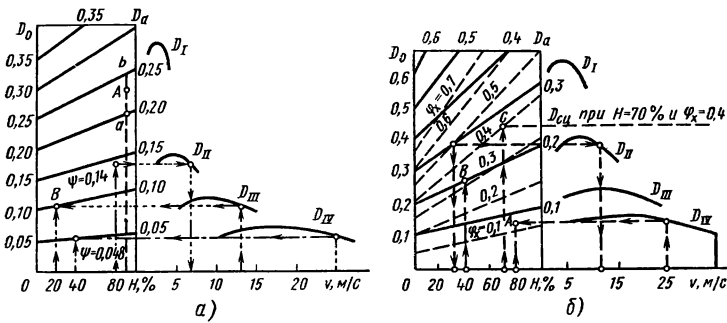


Рис. 11. Использование динамической характеристики автомобиля:
 а – динамическая характеристика автомобиля с номограммой нагрузок; б – динамический паспорт автомобиля

абсцисс динамической характеристики продолжают влево (рис. 11, а) и на ней откладывают отрезок произвольной длины. На этом отрезке наносят шкалу нагрузок 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_a , и на ней наносят шкалу динамического фактора D_0 для автомобиля без нагрузки. Масштаб для шкалы D_0 определяют по формуле $a_0 = a_a G_0 / G_a$, 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.

Пример. Определим, какому динамическому фактору соответствует точка A при 90%-ной нагрузке (наклонные линии проведены через каждые 0,05 D). 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. 11, а штрихпунктирной линией показано, что при нагрузке $H = 40\%$ и скорости автомобиля $v = 25$ м/с коэффициент $\Psi = 0,05$. При $H = 80\%$ и $\Psi = 0,14$ максимальная скорость автомобиля равна 7 м/с (штриховая линия с дву-

мая точками), а при $v = 13 \text{ м/с}$ и $\Psi = 0,10$ нагрузка (точка В) 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 представляет собой зависимость динамического фактора по сцеплению от нагрузки и позволяет определить предельную возможность движения по условиям сцепления. Этот график строят следующим образом.

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

$$D_{a.сц} = (G_2/G_a) \varphi_x; \quad D_{0.сц} = (G_{02}/G_0) \varphi_x,$$

где G_{02} – вес, воспринимаемый ведущими колесами автомобиля без нагрузки, Н.

Затем значение $D_{a.сц}$ откладывают по оси D_a номограммы нагрузок (рис. 11, б), а значение $D_{0.сц}$ по оси D_0 и полученные точки соединяют прямой штриховой линией, на которой указывают величину коэффициента $\varphi_x = 0,1$. Также определяют положение точек и наносят штриховые линии $D_{сц}$ для других значений $\varphi_x = 0,2; 0,3; \dots; 0,8$.

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 Ψ . В первом случае поступают так же, как при определении динамического фактора по известным значениям нагрузки Н и скорости v , только вместо величины D по сплошным наклонным линиям определяют значение $D_{сц}$ по штриховым линиям. Так, при скорости $v = 25 \text{ м/с}$ и нагрузке $H = 80\%$ коэффициент $\varphi_x = 0,12$ (точка А). Во втором случае проводят вертикальную линию через точку, соответствующую известному значению нагрузки Н, и на ней откладывают значение коэффициента Ψ , после чего по наклонным штриховым линиям определяют коэффициент φ_x . Так, при нагрузке $H = 40\%$ и коэффициенте $\Psi = 0,2$ коэффициент $\varphi_x = 0,32$ (точка В).

Так же можно определить максимальные коэффициент

Ψ и скорость v при известных нагрузке H и коэффициенте ϕ_x или нагрузку H и скорость v при известных величинах Ψ и ϕ_x . Если нагрузка $H = 70\%$ и коэффициент $\phi_x = 0,4$ (точка C), то коэффициент $\Psi = 0,27$. При таком коэффициенте сопротивления дороги 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 $\Psi = 0,3$ и $\phi_x = 0,5$ нагрузка $H = 30\%$, а скорость автомобиля $v = 11,5$ м/с.

§ 14. 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 торможение.

Показателями динамических свойств автомобиля при неравномерном движении служат ускорение, а также путь и время в определенном интервале скоростей. Неравномерное движение автомобиля может быть ускоренным или замедленным.

Анализируя процесс разгона, его обычно несколько схематизируют. Фактически разгон протекает следующим образом (рис. 12, *a*). Во время трогания автомобиля с места водитель,

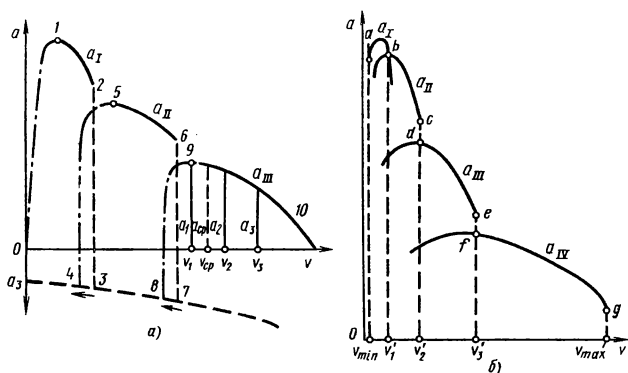


Рис. 12. Графики ускорений:

a — фактический график для автомобиля с трехступенчатой коробкой передач;

b — расчетный график для автомобиля с четырехступенчатой коробкой передач

включив первую передачу, плавно отпускает педаль сцепления и одновременно открывает дроссельную заслонку, увеличивая силу тяги. Ускорение при этом изменяется, как показано штрихпунктирной кривой 0–1. В точке 1 дроссельная заслонка открыта полностью, 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 a_3 (участок 3–4). Включив вторую передачу, водитель вновь открывает дроссельную заслонку, и ускорение снова увеличивается (кривая 4–5). Этот процесс повторяется и при переходах на последующие передачи (участки 5–6, 7–8 и т. д.). Точки 1, 5, 9 примерно соответствуют максимальному ускорению. При теоретических расчетах процессом буксования сцепления (кривая 0–1) пренебрегают, считая, что автомобиль трогается при минимально устойчивой скорости v_{\min} (рис. 12, б).

Ускорение при разгоне. Ускорение во время разгона определяют для случая движения автомобиля по горизонтальной дороге ($i = 0$) с твердым покрытием хорошего качества при максимальном использовании мощности двигателя и отсутствии буксования ведущих колес. Ускорение (в м/с^2) находят из выражения (43):

$$a = (D - f)g/\delta_{\text{вр}}. \quad (46)$$

Наметив на графике динамической характеристики пять-шесть значений скорости, находят соответствующие им значения динамического фактора D и по формуле (46) определяют ускорения a . Коэффициент $\delta_{\text{вр}}$ подсчитывают по формуле (20) или (22). По полученным значениям ускорения и скорости строят график зависимости ускорения от скорости. Примерные значения максимальных ускорений на различных передачах (в м/с^2) приведены ниже.

Передача	Первая	Вышая
Легковые автомобили	2,5...3,5	0,8...1,2
Грузовые автомобили	1,7...2,0	0,25...0,5
Автобусы	1,8...2,3	0,4...0,8
Автопоезда	1,0...1,2	0,2...0,5

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. 12, а для прямой передачи, и считают, что в каждом

интервале скоростей автомобиль разгоняется с постоянным ускорением $a_{\text{ср}} = 0,5(a_1 + a_2)$, где a_1 и a_2 – ускорения соответственно в начале и конце интервала скоростей.

Для повышения точности расчета интервалы скоростей берут равными 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 $a'_{\text{ср}} = (v_2 - v_1)/\Delta t_1 = \Delta v_1/\Delta t_1$.

Следовательно, время разгона в том же интервале скоростей

$$\Delta t_1 = \Delta v_1/a'_{\text{ср}}. \quad (47)$$

В интервале скоростей $v_2 - v_3$ время разгона $\Delta t_2 = \Delta v_2/a''_{\text{ср}}$, а общее время разгона от минимально устойчивой скорости до конечной $t = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \dots + \Delta t_n$.

По значениям t , определенным для различных скоростей, строят кривую времени разгона, начиная ее со скорости $v_{\text{мин}}$, для которой $t = 0$ (рис. 13, 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 плавной кривой.

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. 12, б) опреде-

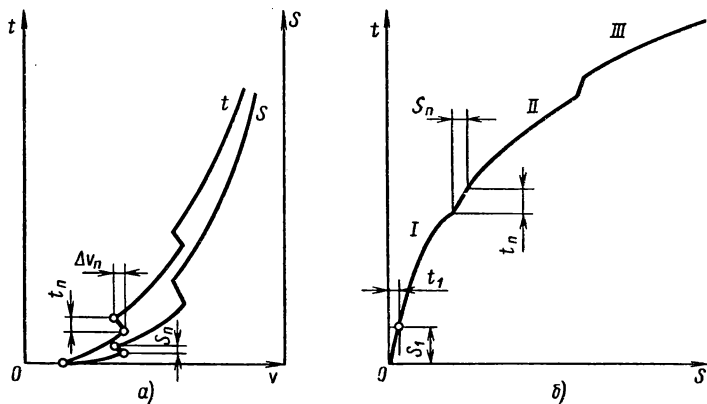


Рис. 13. Параметры разгона автомобиля:
 а – графики времени t и пути S разгона; б – график интенсивности разгона

ляют в такой последовательности: от скорости v_{\min} до скорости v_1' по кривой a_I (участок ab), от скорости v_1' до скорости v_2' по кривой a_{II} (участок bc), от скорости v_2' до скорости v_3' по кривой a_{III} (участок de) и от скорости v_3' до максимальной скорости v_{\max} по кривой a_{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 $t_n = 0,5 \dots 3$ с.

Величину Δv_n (рис. 13, а) уменьшения скорости автомобиля во время переключения передач можно определить по формуле, полученной путем решения уравнения движения накатом:

$$\Delta v_n = \Psi t_n g / \delta_{вп} \approx 9,3 \Psi t_n. \quad (48)$$

При расчете пути S разгона условно считают, что в каждом интервале скоростей автомобиль движется равномерно со средней скоростью $v_{ср} = 0,5(v_1 + v_2)$. Приращение пути (в м) в каждом из интервалов скоростей

$$\Delta S = v_{ср} \Delta t = v_{ср} \Delta v / a_{ср}. \quad (49)$$

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

$$S_n = v_n t_n = (v_n - 4,7 \Psi t_n) t_n, \quad (50)$$

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

Связь между временем и путем разгона наглядно иллюстрирует график интенсивности разгона (рис. 13, 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 $v_1 - v_3$ и т. д. После этого полученные точки соединяют плавной кривой.

§ 15. ДИНАМИЧЕСКОЕ ПРЕОДОЛЕНИЕ ПОДЪЕМОВ

Изложенный выше способ определения по динамической характеристике максимального подъема, который может преодолеть автомобиль, пригоден для наиболее тяжелого случая движения, когда длина подъема велика, и автомобиль, двигаясь равномерно, преодолевает его только за счет силы тяги. Короткие подъемы можно преодолевать, используя также кинетическую энергию, накопленную автомобилем при разгоне. Поэтому подъем, который автомобиль может преодолеть с разгона, больше подъема, преодолеваемого им при равномерном движении.

Рассмотрим схему, показанную на рис. 14, а. Автомобиль движется со скоростью v_0 по участку AB , который характеризуется коэффициентом сопротивления дороги Ψ . 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.

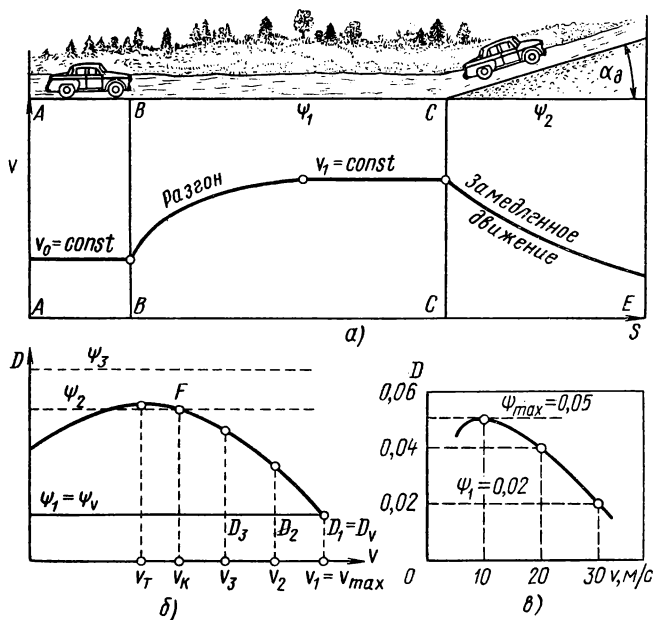


Рис. 14. Динамическое преодоление подъема

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. 14, б, и по формуле (46), 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_3 , то скорость, уменьшаясь, окажется меньше критической v_T , 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_T . Длина подъема, которую автомобиль проходит при снижении скорости до значения v_T , лишь немного отличается от длины пути, в конце которого автомобиль останавливается.

Пример. Определить максимальную длину подъема ($\Psi_{\max} = 0,05$), преодолеваемого автомобилем, динамическая характеристика которого показана на рис. 14, в. Перед подъемом автомобиль движется по участку с $\Psi_1 = 0,02$; $\delta_{\text{вр}} \approx 1$.

По графику находим скорости автомобиля на первом участке дороги ($v_1 = 30$ м/с) и в конце подъема ($v_2 = 10$ м/с). Разбиваем этот интервал скоростей на два: $30 \dots 20$ и $20 \dots 10$ м/с. Динамический фактор при $v_2 = 20$ м/с равен $0,04$.

Средний динамический фактор: в первом интервале скоростей $D_{\text{ср1}} = (0,02 + 0,04)/2 = 0,03$; во втором интервале скоростей $D_{\text{ср2}} = (0,04 + 0,05)/2 = 0,045$.

Среднее замедление: в первом интервале скоростей $a_{\text{ср1}} = (0,05 - 0,03)/9,81 \approx 0,2$ м/с²; во втором интервале скоростей $a_{\text{ср2}} = (0,05 - 0,045)/9,81 \approx 0,05$ м/с².

Путь автомобиля: в первом интервале скоростей $S_1 = (v_1 + v_2)(v_1 - v_2)/(2a_{\text{ср1}}) = (30 + 20)(30 - 20)/(2 \cdot 0,2) = 1250$ м; во втором интервале скоростей $S_2 = (20 + 10)(20 - 10)/(2 \cdot 0,05) = 3000$ м.

Общая длина преодолеваемого подъема $S = S_1 + S_2 = 1250 + 3000 = 4250$ м.

§ 16. 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 холостую.

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

$$m\delta_{вр}a = P_{п} + P_{к} + P_{в} + P_{г}, \quad (51)$$

где $P_{г} = M_{г}/r$ — сила трения в трансмиссии при работе на холостом ходу, приведенная к ведущим колесам, Н.

Если экспериментальных данных нет, то величину силы $P_{г}$ (в Н) можно определить, пользуясь эмпирической формулой (4).

Для решения уравнения (51) в координатах $P - v$ наносят кривые $P_{г} + P_{к}$ и $P_{г} + P_{к} + P_{в}$, откладывая значения каждой последующей силы вверх от значения предыдущей (рис. 15, а). Определив для нескольких положительных и отрицательных значений уклона i величины силы $P_{п}$, наносят их на график в виде горизонтальных линий, причем значения $P_{п}$ 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, макси-

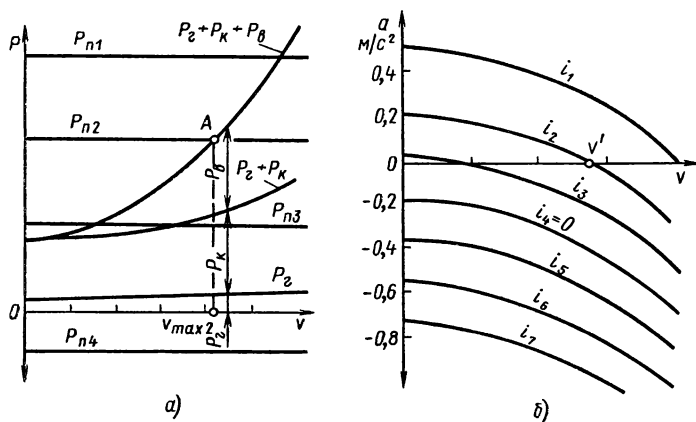


Рис. 15. Параметры движения накатом:
 а — силовой баланс автомобиля; б — график ускорений

мальную скорость v_{\max} определяют по абсциссе точки пересечения суммарной кривой $P_{\Gamma} + P_{\kappa} + P_{\text{в}}$ сил сопротивления с прямой $P_{\text{п}}$, соответствующей данному уклону (например, $v_{\max 2}$ для точки A). Если прямая $P_{\text{п}}$ проходит выше суммарной кривой, то автомобиль движется ускоренно, а если ниже — замедленно.

Приняв в среднем $\delta_{\text{вр}} = 1,05$, определим из уравнения (51) замедление (отрицательное ускорение a_3 в м/с^2):

$$a_3 = g(P_{\text{п}} + P_{\kappa} + P_{\text{в}} + P_{\Gamma}) / (G\delta_{\text{вр}}) \approx 9,3(P_{\text{п}} + P_{\kappa} + P_{\text{в}} + P_{\Gamma}) / G.$$

На рис. 15, б показано изменение ускорения при накате автомобиля для различных уклонов $i_1 \dots i_7$. Кривые замедления, соответствующие движению автомобиля на подъемах, горизонтальных участках и на пологих спусках, проходят ниже оси абсцисс. Следовательно, скорость автомобиля при движении его накатом по таким участкам уменьшается. Кривые, характеризующие движение автомобиля на сравнительно крутых спусках, пересекают ось абсцисс при некотором значении скорости v' . В этих случаях движущие силы уравновешивают силы сопротивления $P_{\kappa} + P_{\text{в}} + P_{\Gamma}$, вследствие чего автомобиль движется равномерно. По известным значениям ускорений можно, используя уравнения (47) и (49), определить время и путь движения автомобиля накатом.

В практике для оценки динамичности автомобиля при накате широко используют длину пути до остановки автомобиля (выбег) — показатель, позволяющий оценивать также и техническое состояние шасси автомобиля. Чем лучше техническое состояние шасси, тем больше путь выбега. Средние значения пути выбега (в м) отечественных автомобилей со скорости 14 м/с на горизонтальном участке дороги с твердым покрытием приведены ниже.

ЗАЗ-968 «Запорожец»	300	ГАЗ-53А	550
«Москвич-2140»	450	ЗИЛ-130	600
ГАЗ-24 «Волга»	650	ЛАЗ-695	650
ЗИЛ-114	650	ПАЗ-652	550

Если автомобиль движется с относительно небольшой скоростью, то силы $P_{\text{в}}$ и P_{Γ} можно не учитывать. Тогда замедление автомобиля при движении накатом (в м/с^2)

$$a_3 = \Delta v / \Delta t = 9,3 P_{\text{д}} / G = 9,3 \Psi. \quad (52)$$

На основании последнего выражения получена формула (48) 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 $v_k = v_n - \Delta v_n \approx v_n - 9,3\Psi t_n$. Средняя скорость автомобиля за время t_n

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

Путь (в м), пройденный автомобилем за время переключения передач, $S_n = v_n t_n$ подсчитывают по формуле (50).

§ 17. 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 кривой скоростной характеристики двигателя, КПД трансмиссии, передаточные числа трансмиссии.

Форма скоростной характеристики. На рис. 16, а показан мощностной баланс одного и того же автомобиля при установке на него двигателей различных типов: карбюраторного (кривая N'_T) и дизеля (кривая N''_T). 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 ($N'_3 > N''_3$) при той же скорости, например при v_1 . Следовательно, преодолеваемое сопротивление или развиваемое ускорение может быть больше.

КПД трансмиссии. Этот фактор оценивает величину производительных потерь энергии. Уменьшение КПД, вызванное ростом потерь энергии на трение, приводит к уменьшению

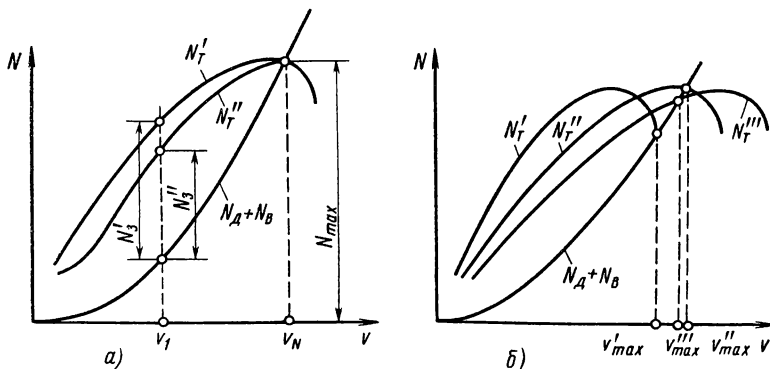


Рис. 16. Мощностные балансы автомобиля:

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

силы тяги на ведущих колесах. В результате снижаются максимальная скорость автомобиля и максимальный коэффициент сопротивления дороги.

Применение в холодное время года летних трансмиссионных масел, имеющих большую вязкость, приводит к увеличению момента $M_{тр}$, 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. 16, б показан мощностной баланс автомобиля при установке на него трех различных главных передач, причем $u_0' > u_0'' > u_0'''$. Абсциссы точек пересечения кривых тяговой мощности N_T' , N_T'' и N_T''' с кривой сопротивления движению $N_d + N_b$ 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_0'' является оптимальным.

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

$$u_I/u_{II} = u_{II}/u_{III} = u_{III}/u_{IV} = \dots = u_n/u_{n+1}.$$

Увеличение числа передач в коробке улучшает тяговую динамичность автомобиля. На рис. 17 показаны динамические характеристики автомобиля при установке на него трехступенчатой (рис. 17, а) и четырехступенчатой (рис. 17, б) коробок пере-

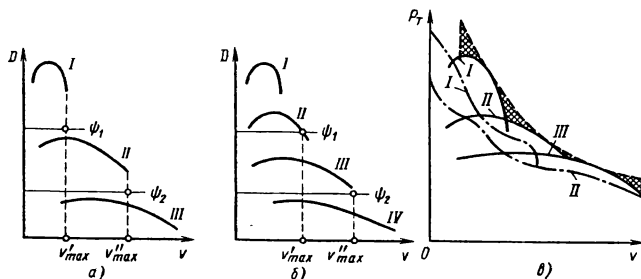


Рис. 17. Влияние трансмиссии на динамичность автомобиля: а — динамическая характеристика автомобиля с трехступенчатой коробкой передач; б — то же с четырехступенчатой коробкой передач; в — тяговая характеристика автомобиля с различными трансмиссиями

дач. Динамические факторы на первой и последних передачах в обоих случаях одинаковы. Однако, сравнивая максимальные скорости на различных дорогах, видим, что на дороге, характеризующей коэффициентом сопротивления Ψ_1 , максимальная скорость v'_{\max} автомобиля с трехступенчатой коробкой меньше максимальной скорости автомобиля, на котором установлена четырехступенчатая коробка передач. 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 – пяти, а у грузовых автомобилей и автобусов – пяти – шести.

Автомобили некоторых типов (легковые высокого и, частично, среднего класса, автобусы, карьерные самосвалы) снабжают бесступенчатой трансмиссией – гидромеханической или электромеханической. 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. 17, в. 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 ниже, чем у механических трансмиссий. Сила тяги автомобиля (штрихпунктирные кривые) оказывается несколько меньше значений, характеризующих штриховой кривой, что вызывает некоторое 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, ухудшает динамичность автомобиля.

Обтекаемость автомобиля. Для современных легковых автомобилей характерны строгие очертания с плавными переходами, обеспечивающие хорошее обтекание кузова потоком воздуха. Наибольшее влияние на обтекаемость автомобиля оказывает его передняя часть. Воздушный поток, получивший

большие возмущения при натекании на переднюю часть кузова, уже не дает хорошего обтекания, какова бы ни была форма средней и задней частей. Для улучшения обтекаемости крышки капота делают наклонной. Ветровое стекло выполняют полукруглым, крышу – слегка выпуклой. У грузовых автомобилей заметное снижение аэродинамического сопротивления дает скругление передних углов грузовой платформы. Еще лучшие результаты получены при затягивании платформы брезентом. У автопоездов с полуприцепами аэродинамическое сопротивление снижают, устанавливая на тягачах щитки-обтекатели, предотвращающие интенсивное вихреобразование. По данным Центрального научно-исследовательского автомобильного и автомоторного института (НАМИ), установка обтекателя на крыше тягача может снизить силу сопротивления воздуха на 15...30%. Обтекатель, укрепленный под передним буфером перед колесами, снижает аэродинамическое сопротивление на 10...15%.

§ 18. ТЯГОВЫЕ ВОЗМОЖНОСТИ АТПОПЕЗДОВ

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

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 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:

$$f_{ап} = (f_{т}G_{а} + f_{пр}G_{пр}) / (G_{т} + G_{пр}),$$

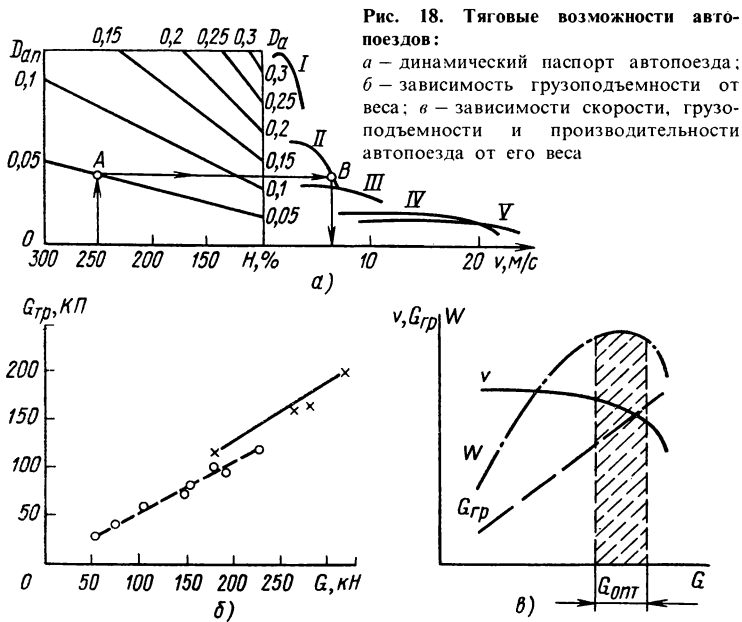
где $f_{т}$ и $f_{пр}$ – коэффициенты сопротивления качению соответственно тягача и прицепов; $G_{т}$ и $G_{пр}$ – веса соответственно тягача и прицепов.

Коэффициент $f_{ан}$ особенно увеличивается в результате про- скальзывания ведущих колес относительно дороги при возра- стании силы тяги. Так, на горизонтальной дороге применение одного прицепа увеличивает коэффициент сопротивления каче- нию на 5...10%. На дороге с крутыми подъемами он повы- шается почти вдвое.

При использовании прицепов повышается также сопроти- вление воздуха вследствие значительного вихреобразования в воздушных потоках и увеличения поверхности трения. У ав- топоезда, состоящего из тягача и прицепа, сопротивление воз- духа примерно на 25...30% больше, чем у одного тягача, и уве- личивается на 15...20% при добавлении каждого последующего прицепа.

Для анализа динамичности автопоезда используют его динамическую характеристику с номограммой нагрузок (дина- мический паспорт автопоезда). Номограмму нагрузок для авто- поезда (рис. 18, а) в отличие от номограммы для одиночного автомобиля строят, принимая за 100% вес тягача с полной на- грузкой. Для определения нагрузки автопоезда вес прицепов с нагрузкой условно суммируют с этим весом тягача.

Динамический фактор автопоезда определяют по формуле



$$D_{\text{ап}} = (P_{\text{т}} - P_{\text{в}})/G_{\text{ап}} = (\Psi + \delta_{\text{ап}}) a/g, \quad (53)$$

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

Приняв для упрощения, что сила $P_{\text{в}} = 0$, для случая равномерного движения автопоезда можно записать

$$D_{\text{ап}} = P_{\text{т}}/G_{\text{ап}} = \Psi. \quad (54)$$

Расчеты движения автопоезда по динамическому паспорту аналогичны расчетам движения одиночного автомобиля. Так, автопоезд, вес которого в 2,5 раза больше веса базового автомобиля, может двигаться по дороге, характеризуемой коэффициентом $\Psi = 0,05$ (точка А на рис. 18, а), на второй передаче (точка В) со скоростью около 6 м/с.

Используя прицепы, можно в широких пределах изменять грузоподъемность подвижного состава, что особенно важно при сезонных перевозках, например, при перевозке сельскохозяйственных грузов во время уборки. Собственный вес прицепа вследствие отсутствия кабины, двигателя и трансмиссии меньше, чем у автомобиля той же грузоподъемности. Так, у автомобиля КамАЗ-5320 при весе перевозимого груза 80 кН собственный вес равен 70,8 кН, а у прицепа ГКБ-8350 при той же грузоподъемности он составляет всего 35 кН. Это положение иллюстрируется рис. 18, б, на котором показаны зависимости грузоподъемности отечественных автомобилей (штриховая линия) и автопоездов (сплошная линия) от их полного веса.

В результате, несмотря на некоторое повышение сопротивления движению, затраты энергии на транспортирование 1 т груза или на выполнение одного тонно-километра транспортной работы у автопоезда меньше, а производительность выше, чем у одиночного автомобиля.

Рассмотрим, как изменяются тяговые возможности автопоезда при увеличении его веса.

В соответствии с формулами (1) и (2) эффективный крутящий момент двигателя

$$M_e = N_{\text{max}}/\omega_N [a_N + b_N v/v_N - c_N (v/v_N)^2], \quad (55)$$

где $v_N = \omega_N r / u_{\text{тр}}$ — скорость автомобиля при максимальной мощности, м/с.

Из выражений (54) и (55) получаем

$$P_{\text{т}} = G_{\text{ап}} \Psi = [(M_e u_{\text{тр}})/r] \eta_{\text{тр}} = A \eta_{\text{тр}} [a_N + b_N v/v_N - c_N (v/v_N)^2],$$

где $A = N_{\text{max}} \eta_{\text{тр}} u_{\text{тр}} / (\omega_N r) = N_{\text{max}} \eta_{\text{тр}} / v_N$.

Раскрывая скобки, получаем квадратное уравнение относительно скорости автопоезда v :

$$v^2 - b_N v_N v / c_N + (G_{\text{ап}} \Psi / A - a_N) v_N^2 / c_N = 0.$$

При решении уравнения перед корнем берем знак плюс, так как практический смысл имеет движение автопоезда с большей скоростью:

$$v = v_N [b_N / (2c_N) + \sqrt{b_N^2 / (4c_N^2) - (G_{\text{ап}} \Psi / A - a_N) \cdot 1 / c_N}]. \quad (56)$$

При увеличении $G_{\text{ап}}$ возрастает второй член под корнем, что вызывает уменьшение скорости автопоезда, как показано на рис. 18, в сплошной линией. Однако одновременно возрастает вес полезного груза, перевозимого автопоездом (штриховая линия).

Максимально возможная производительность автопоезда без учета простоев определяется по выражению

$$W = G_{\text{гр}} v.$$

При увеличении общего веса автопоезда величина $G_{\text{гр}}$ растет, а скорость движения уменьшается, поэтому производительность W автопоезда вначале увеличивается, а затем, достигнув некоторого максимума, падает (заштрихованная зона на рис. 18, в). Границы этой зоны определяют оптимальный вес автопоезда, соответствующий максимуму его теоретической производительности. Фактическая производительность подвижного состава всегда меньше теоретической, так как последняя не учитывает простоев автомобиля под погрузкой и разгрузкой, движения автомобиля со скоростью меньшей чем максимально возможная, а также порожних пробегов подвижного состава. Однако в целом использование автопоездов дает существенный экономический эффект. Так, по имеющимся данным, на хорошей дороге скорость автопоезда, состоящего из грузового автомобиля и прицепа, снижается по сравнению с одиночным грузовым автомобилем примерно на 10%. Однако производительность автопоезда при этом на 40...50% больше производительности одиночного автомобиля.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Опишите 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 используют 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

1. Определить мощность, развиваемую двигателем автомобиля весом 40 кН, при равномерном движении со скоростью 20 м/с по дороге, характеризуемой коэффициентом сопротивления $\Psi = 0,035$. Коэффициент обтекаемости автомобиля $k_B = 0,75$ Н·с²/м, потери мощности в трансмиссии $N_{\text{тр}} = 7$ кВт, лобовая площадь $F_B = 4$ м².
2. Какую мощность должен развить двигатель автомобиля (данные задачи 1), чтобы в тех же условиях автомобиль мог двигаться с ускорением $a = 0,5$ м/с²? Коэффициент $\delta_{\text{вр}} = 1,1$.
3. Автобус на дороге с асфальтобетонным покрытием хорошего качества ($f = 0,018$) развивает ускорение $0,3$ м/с². Определить угол подъема дороги, который может быть преодолен автомобилем, если его динамический фактор $D = 0,05$, а коэффициент $\delta_{\text{вр}} = 1,07$.
4. Какой максимальной скорости может достичь автомобиль весом 10 кН на горизонтальной дороге удовлетворительного качества ($\Psi = 0,022$), развивая силу тяги $P_T = 94$ кН, если его коэффициент обтекаемости $k_B = 0,4$, а лобовая площадь $F_B = 2$ м².
5. Для движения автомобиля с постоянной скоростью необходима тяговая мощность $N_T = 45$ кВт. Какова при этом степень использования мощности, если эффективная мощность двигателя $N_e = 83$ кВт, а $\eta_{\text{тр}} = 0,82$.
6. Грузовой автомобиль, двигаясь равномерно по дороге, характеризуемой коэффициентом сопротивления качению $f = 0,05$, может преодолеть подъем, уклон которого равен $0,25$. Какова максимальная величина уклона при буксировании прицепа, вес которого равен половине веса автомобиля при неизменных силе тяги и скорости?
7. Легковой автомобиль весом 10 кН начинает двигаться накатом со скоростью 20 м/с. Определить его скорость v_a через 100 м пробега и среднее ускорение на этом пути: а) на горизонтальной дороге; б) на подъеме ($i_d = 0,1$); в) на спуске ($i_d = -0,05$). Силы сопротивления качению и воздуха постоянные и равны $P_K = 150$ Н, $P_B = 200$ Н.

ГЛАВА III

ИСПЫТАНИЯ АВТОМОБИЛЯ НА ДИНАМИЧНОСТЬ

§ 19. ВИДЫ, МЕТОДЫ И УСЛОВИЯ ИСПЫТАНИЙ

Во время испытаний на динамичность определяют минимальную устойчивую и максимальную скорости движения, максимальное ускорение, время и путь разгона и выбега,

а также тяговую силу на колесах. Испытания проводятся в соответствии с требованиями ГОСТов.

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, применяется современная аппаратура, автоматически в процессе эксперимента обрабатывающая результаты замеров. Стендовые испытания можно проводить в любое время года. Однако на стендах трудно, а в некоторых случаях невозможно воспроизвести реальные эксплуатационные условия. Поэтому дорожные испытания дополняют стендовые и наоборот.

Перед проведением испытаний определяют весовые показатели автомобиля и коэффициенты сопротивления качению и сцепления шин с дорогой. Непосредственно перед началом испытаний все агрегаты автомобиля должны быть прогреты путем пробега в течение 0,5 ... 1 ч, а в период испытаний температура охлаждающей среды и масла должна поддерживаться в установленных пределах. Температура воздуха должна быть от +5 до +25 °С при скорости ветра не более 3 м/с. Испытания проводят на ровном горизонтальном участке дороги с асфальтобетонным покрытием при полной нагрузке.

При испытаниях автомобилей определяют такие показатели, как скоростные характеристики: «разгон – выбег» на высшей и предшествующей передачах и при движении по дороге с переменным продольным профилем; кроме того, максимальная и условная максимальная скорости, время разгона на участках пути длиной 400 и 1000 м, а также время разгона до заданной скорости.

Скоростная характеристика определяется на участке пути длиной 13 ... 15 км. Участок пути с переменным продольным профилем должен содержать подъем и спуск длиной 500 ... 700 м с уклоном 4 ... 5 %.

Разгон автомобиля при определении характеристики «разгон – выбег» проводится до наибольшей скорости на пути 2000 м. Максимальная скорость определяется на высшей передаче при полной подаче топлива. Условная максимальная скорость определяется при разгоне с места как средняя скорость прохождения последних 400 м участка пути длиной 2000 м. По характеристике «разгон – выбег» определяют время разгона на участках пути 400 и 1000 м, а также время разгона до заданной скорости.

Минимальную устойчивую скорость определяют на двух последовательных участках движения по 100 м каждый, с рас-

стоянием между ними 200 ... 300 м. Установление постоянной скорости движения должно обеспечиваться до въезда автомобиля на первый участок. На промежуточном участке скорость увеличивается до 20...25 км/ч путем резкого увеличения подачи топлива. Перед входом на второй участок скорость опять снижается.

При движении на прямой передаче проводят также испытания на приемистость автомобиля путем резкого разгона с начальной скоростью 15 км/ч до скорости, составляющей 80% от максимальной на этой передаче.

§ 20. АППАРАТУРА ДЛЯ ДОРОЖНЫХ ИСПЫТАНИЙ АВТОМОБИЛЯ НА ДИНАМИЧНОСТЬ

Скорость автомобиля измеряют тахогенератором или импульсным датчиком, размещенным непосредственно на колесе автомобиля или на «пятом» измерительном колесе (рис. 19), которое легко может быть установлено на любом автомобиле. Тахогенератор представляет собой датчик скорости, у которого выходное напряжение линейно зависит от угловой частоты вращения колеса. По величине этого напряжения с помощью стрелочного измерительного прибора (визуально) или с помощью самописца регистрируют текущую скорость движения. Измерительное колесо 3 соединяется с автомобилем с помощью платформы 6, дышла 2 и узла, обеспечивающего его вращение вокруг вертикальной оси 1 при повороте автомобиля. Пружина 4, прикрепленная к кронштейну 5, прижимает колесо к дороге.

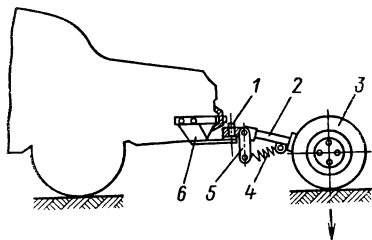


Рис. 19. Схема установки «пятого» измерительного колеса

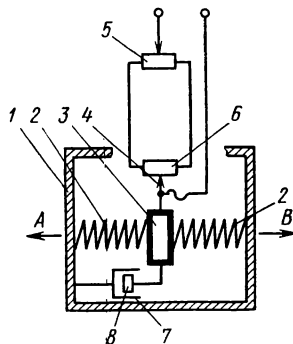


Рис. 20. Схема акселерометра

Линейные ускорения автомобиля измеряют акселерометрами — датчиками (рис. 20), 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, включенного в мостовую схему вместе с балансирующим резистором 5.

При отсутствии ускорений натяжение пружин 2 одинаково и инерционная масса 3 находится в среднем положении. Если автомобиль движется с ускорением, направленным вдоль измерительной оси *AB*, то инерционная масса смещается, деформируя пружины. Смещение массы при постоянном ускорении пропорционально этому ускорению, а перемещение движка потенциометра 6 изменяет величину электрического сигнала на выходе, которая регистрируется самописцем.

При определении *силы тяги* замеряют крутящий момент на полуоси ведущего моста. Под действием момента полуось скручивается. Причем угол закрутки пропорционален приложенному моменту. Эта крутильная деформация измеряется с помощью тензометрических датчиков.

Механические деформации преобразуются в электрический сигнал при помощи проволочной решетки, наклеенной на бумажную подложку. К концам решетки припаяны выводы, с помощью которых датчик включается в измерительную схему; датчики приклеиваются к испытуемой полуоси под углом 45° . Деформация проволочной решетки тензодатчика приводит к изменению линейных размеров проволоки, а следовательно, и к изменению ее активного сопротивления. По изменению сопротивления определяют значения приложенной нагрузки. Тензочувствительность датчиков составляет $1,5 \dots 6$ Ом/м. Величина электрического сигнала, получаемого от тензометрического преобразователя, мала, и выходной сигнал перед подачей на измерительное или регистрирующее устройство нужно усилить.

На вход усилителя тензодатчик включается по мостовой или полумостовой схеме. Тензометрический мост питается переменным током с высокой несущей частотой. Схема моста составляется так, чтобы использовать изменение сопротивлений одного, двух или четырех датчиков моста, который работает как модулятор. Вырабатывает напряжение высокой частоты питания тензодатчиков специальный электронный генератор (ламповый или полупроводниковый).

Структурная схема аппаратуры для проведения статических и динамических тензометрических исследований показана на рис. 21. Мостовая схема *M*, составленная из тензодатчиков, пи-

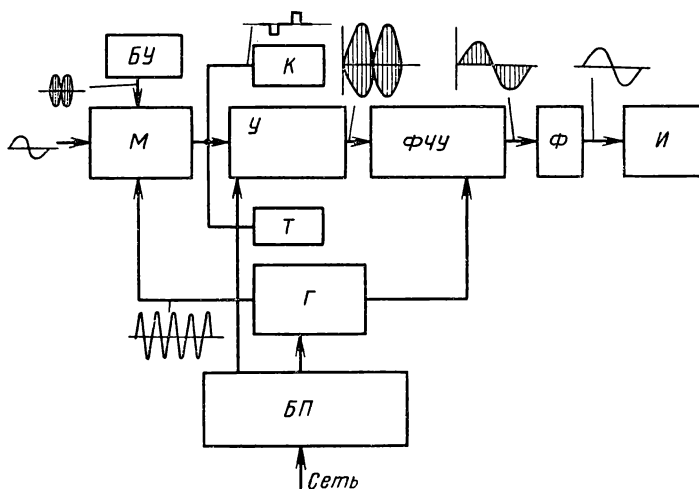


Рис. 21. Схема тензометрического прибора для измерения силовых нагрузок (крутящего момента на полуоси автомобиля)

тается от высокочастотного генератора G . Амплитудно-модулированные колебания подаются на усилитель переменного тока $У$ и далее на фазочувствительное устройство $ФЧУ$, источником питания которого также является высокочастотный генератор G . В фазочувствительном устройстве $ФЧУ$ выделяется огибающая амплитудно-модулированного сигнала и подавляется несущая высокая частота. После фильтрации в фильтре $Ф$ измеряемый электрический сигнал поступает на индикатор $И$ или регистрирующее устройство (осциллограф, самописец). Питание усилителя и генератора осуществляется от блока питания $БП$, включаемого в электрическую сеть. При проведении дорожных испытаний напряжение для питания блока $БП$ получают от преобразователя, преобразующего напряжение постоянного тока 24 В в напряжение 220 В частотой 50 Гц. Для балансировки тензометрических мостовых схем входные элементы тензоаппаратуры снабжаются балансными элементами $БУ$. Современная тензометрическая аппаратура содержит также устройства для калибровки $К$ и градуировки $Т$ измерительных каналов. Те и другие предназначены для регулирования и контроля чувствительности и нумерации кривых записи непосредственно во время эксперимента или в лабораторных условиях после его завершения.

Для снятия сигнала с тензодатчиков, установленных на полуоси автомобиля, применяют токосъемники.

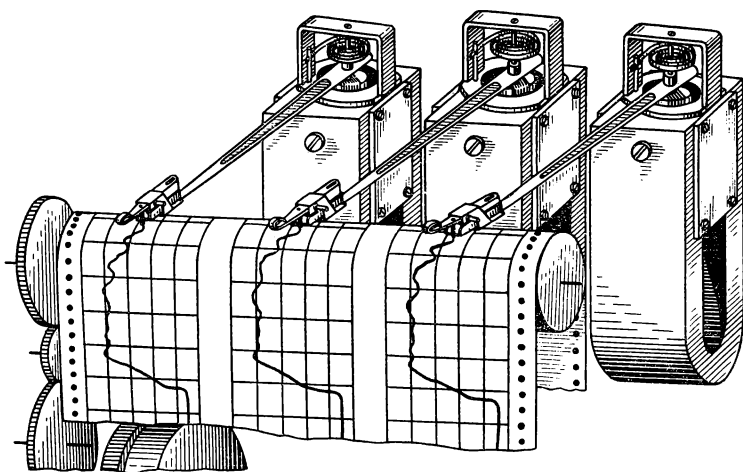


Рис. 22. Устройство трехканального самописца

Для регистрации исследуемых параметров при дорожных и стендовых испытаниях применяются шлейфовые осциллографы или самописцы. Поскольку скорость регистрируемого процесса невелика, для тягово-скоростных испытаний используют самописцы. К достоинствам регистраторов этого типа относится то, что носитель информации (бумага) не требует никакой последующей химической обработки для выявления записи, как, например, у осциллографов.

Наиболее часто применяются самописцы (рис. 22). Они выпускаются одно-, трех- и девятиканальными. Электрические сигналы от датчиков или измерительных схем записываются специальными чернилами на бумаге с помощью трубчатого пера-стрелки гальванометра. Привод стрелки осуществляется от силовой магнитоэлектрической системы.

Весь узел измерительного механизма самописца сменный, что позволяет использовать механизмы различной чувствительности. Измерительный механизм закрепляется винтом в специальных направляющих. Для удобства смены он снабжен специальным держателем.

В отличие от шлейфовых осциллографов, многие из которых выпускаются на напряжение 24 В, самописцы питаются от сети напряжением 127–220 В частотой 50 Гц. Привод бумажной ленты самописца осуществляется через редуктор, который обеспечивает скорости перемещения 0,02; 0,1; 0,2; 0,5;

1; 2; 5; 10; 50 мм/с. Изменение скорости протяжки осуществляется переключением зубчатых колес редуктора с помощью кнопок управления. Ширина бумажной ленты на самописцах зависит от количества каналов. Так, для одноканального самописца Н-320-1 применяется бумажная лента шириной 100 мм, для трехканальных самописцев применяют ленту шириной 290 мм.

Каждый самописец имеет канал записи меток времени, выполненный в виде электромагнитного реле с чернильницей, установленной на якор. Чернильница имеет стрелку-перо, аналогичную стрелке измерительного магнитоэлектрического механизма. На электромагнит подаются электрические импульсы от датчика времени.

Поскольку источник переменного тока частотой 50 Гц на автомобиле нет, то для работы самописца применяют преобразователи напряжения — электромеханические (умформеры) и электронные. Электромеханические преобразователи вследствие низкого КПД, большой массы и создаваемого шума применяются ограниченно. Чаще используются электронные преобразователи.

На рис. 23, *a* показан пример записи процессов разгона автомобиля с переключением передач (участок кривой *АВ*), движения с постоянной скоростью (участок *ВВ*), движения накатом (участок *ВГ*) и торможения (участок *ГД*). В верхней части ленты нанесены отметки времени, а в нижней части — оборотов колеса автомобиля.

Расшифровка осциллограммы записи процесса разгона или выбега автомобиля сводится к определению численных значений действительной скорости движения (в км/ч или м/с), по отклонениям кривой (в мм) от базовой (нулевой) линии $0-0$. Для этого предварительно строится тарифовочный график (рис. 23, *б*). Перед заездом включают самописец и записывают линию, соответствующую нулевой скорости, от которой в дальнейшем проводят отсчет. Затем разгоняют автомобиль до некоторой скорости (обычно 10...15 км/ч) и в течение 4...3 с выдерживают эту скорость постоянной (участок *I* осциллограммы, 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 протекторе шины наносят мелом поперечную линию и автомобиль прокатывают по дороге так, чтобы колесо совершило 5...6 оборотов. На

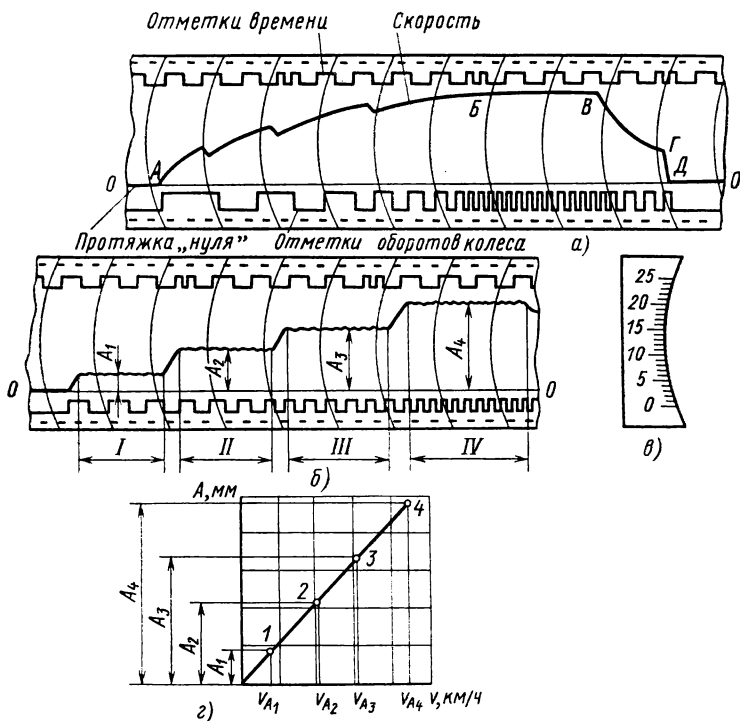


Рис. 23. Примеры осциллограмм:

а – процесс разгона автомобиля с переключением передач; б – тарифовочные заезды с постоянными скоростями; в – тарифовочный график, построенный по результатам обработки осциллограммы; з – масштабная линейка для расшифровки осциллограмм

дороге остаются меловые отпечатки. Замеряя 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, IV подсчитывают число оборотов колеса автомобиля и меток времени. По числу импульсов оборотов колеса определяют пройденный путь, а деля его на число импульсов времени, рассчитывают скорость движения.

Определение амплитуд отклонения $A_1 \dots A_4$ от базовой линии 0–0 проводится с помощью масштабной линейки, данной на рис. 23, в, у которой отсчетная шкала выполнена по дуге, чем соблюдается соответствие амплитуд отклонения пера самописца и расшифровываемого графика.

При построении тарировочного графика по оси ординат откладывают амплитуды (в мм), отсчитанные по мерной линейке, а по оси абсцисс — скорости, рассчитанные 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 (23, в).

Коэффициент сопротивления качению определяют на стенде или в дорожных условиях с помощью динамометрических тележек. Такая тележка используется не только для определения f , но и для определения коэффициента сцепления колеса с дорогой.

При определении f с помощью динамометрической тележки измеряют вертикальную нагрузку R_z на колесо и силу тяги P_k , необходимую для буксирования тележки. Величину f рассчитывают по формуле $f = P_k / R_z$.

§ 21. СТЕНДЫ ДЛЯ ИСПЫТАНИЙ АВТОМОБИЛЯ НА ДИНАМИЧНОСТЬ

Для определения силы тяги автомобиля используют барабанные (рис. 24, а — в) или роликовые (рис. 24, г) 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 качению на дороге в результате значительной деформации шин.

При испытаниях на установившихся режимах движения нагрузка на двигатель и трансмиссию автомобиля создается 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 незначительное запаздывание в отработке заданного момента нагружения.

При испытаниях автомобиля на неустановившихся режимах движения в каждый момент разгона автомобиля сопротивление движению, развиваемое тормозной машиной на беговых барабанах, должно быть равным сопротивлению, преодолеваемому автомобилем в реальных дорожных условиях. Моделирование закона нагружения такой функциональной зависимости осуществляется с помощью электронно-вычислительной машины.

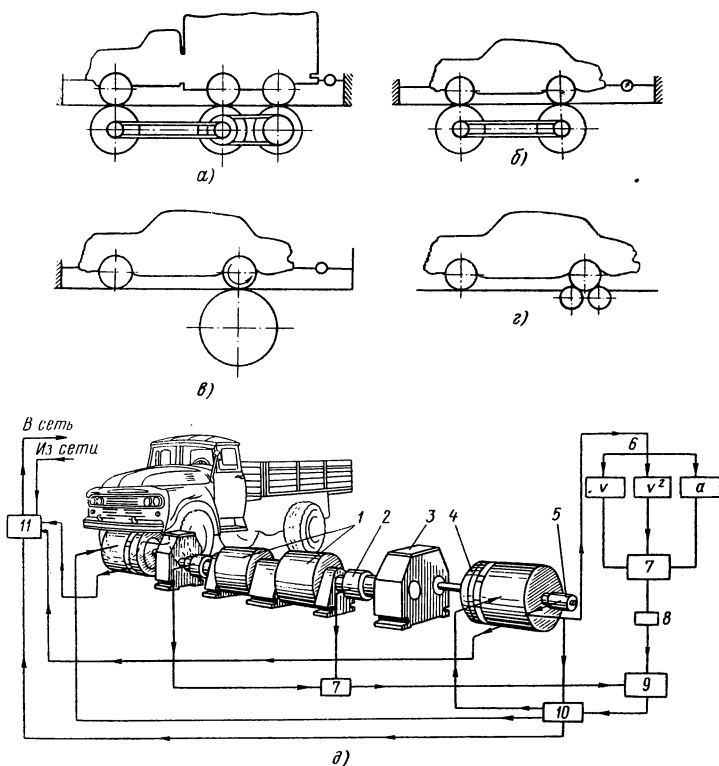


Рис. 24. Стенды для испытаний автомобиля на динамичность: а – в – барабанные стенды; г – роликовый стенд; д – стенд с программным воспроизведением сил сопротивления движению

Схема стенда с беговыми барабанами для испытания автомобилей показана на рис. 24, д. Автомобиль колесами ведущего моста устанавливают на беговые барабаны 1 и закрепляют растяжками. Конец вала беговых барабанов через редуктор 3 и динамометрическую муфту 2 соединен с тормозным генератором 4. Конец вала тормозного генератора связан с тахогенератором 5. Весь этот приводной блок монтируется на общем основании.

Электрическая часть стенда включает тормозной генератор 4, тахогенератор 5 и задающее устройство. В задающее устройство входит три функциональных блока 6, формирующие сигналы, пропорциональные скорости v , квадрату скорости v^2 и ускорению a , сумматоры 7, усилитель 8, блок

сравнения 9, электромашинный усилитель 10 и преобразователь 11.

При вращении беговых барабанов тахогенератор вырабатывает напряжение, пропорциональное частоте вращения, т. е. скорости «движения». В начале движения, при трогании автомобиля, сигнал скорости мал, и на выходах блоков v и v^2 он также невелик. Однако на выходе блока a сигнал пропорционален ускорению автомобиля и значителен по своей амплитуде. Напряжение на выходе сумматора в основном определяется сигналом от блока a . После усиления этот сигнал поступает в обмотку возбуждения генератора 4. Напряжение, вырабатываемое генератором 4, рассеивается в виде тепловой энергии на нагрузочном сопротивлении. Таким образом, в начальный момент движения сила сопротивления зависит в основном от ускорения автомобиля в реальных условиях движения.

По мере увеличения скорости автомобиля его ускорение падает, но возрастает сила сопротивления качению. Напряжение тахогенератора, суммируясь в блоке 7 с сигналом от блока v^2 , создает после усиления такое напряжение возбуждения тормозного генератора, при котором обеспечивается необходимая нагрузка на автомобиль.

Однако изменение тормозного момента не точно следует за всеми изменениями управляющего сигнала, поскольку 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 2 — динамометрической муфтой, которая подключена к входу блока 9, образуя отрицательную обратную связь в системе автоматического регулирования нагрузки.

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 регистрации исследуемых параметров движения, т. е. скорости, ускорения, крутящего момента, к соответствующим блокам подключают самописец 10 или осциллограф.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Каковы должны быть условия испытаний на динамичность?
2. Объясните методы измерения и регистрации скорости, ускорения при динамических испытаниях автомобиля.
3. Как и с помощью каких технических средств измеряется крутящий момент при динамических испытаниях автомобиля?
4. Как экспериментально определяются коэффициенты сопротивления качению и сцепления колеса с дорожным покрытием?
5. Объясните принцип действия стенда с беговыми барабанами с автоматическим воспроизведением сил суммарного дорожного сопротивления.
6. Как проводится тарировка датчика скорости и обработка осциллограмм?

ГЛАВА IV

ТОРМОЗНАЯ ДИНАМИЧНОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

§ 22. БЕЗОПАСНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ И ТОРМОЗНОЙ МОМЕНТ

Безопасность движения. Для более полного удовлетворения потребностей народного хозяйства страны в перевозках грузов и пассажиров необходимо увеличение интенсивности автомобильного движения, а также повышение скорости и грузоподъемности подвижного состава. В связи с этим эффективность и безопасность торможения автомобилей приобретают особую актуальность.

Большее половины всех аварий, возникающих по техническим причинам, происходит из-за неисправности тормозной системы. Особенно тяжелые последствия вызывает неправильная регулировка или выход из строя одного из тормозных механизмов. В этом случае при торможении автомобиль заносит, и он теряет устойчивость.

Тяговые и тормозные свойства автомобиля связаны между собой. Чем выше скорость автомобиля, тем больше внимания необходимо уделять безопасности движения и, следовательно, тем лучше должны быть тормозные свойства автомобиля.

Тормозной момент. Возможно несколько способов торможения автомобиля: без использования тормозной системы (движение накатом), только тормозной системой, совместно тормозной системой и двигателем, только двигателем, периодическим включением тормозной системы. При длительных торможениях автомобиля, например на затяжных спусках, происходит интенсивное изнашивание тормозных накладок и барабанов. Для их сохранения в тормозную систему включают

замедлители, позволяющие плавно снижать скорость и поддерживать ее в нужных пределах.

Величина тормозного момента $M_{\text{тор}}$, создаваемого тормозным механизмом, зависит от его конструкции и давления в тормозном приводе. Для наиболее распространенных типов привода — гидравлического и пневматического — сила нажатия на колодку прямо пропорциональна давлению в приводе при торможении. Формула для определения тормозного момента (в Н·м) может быть представлена в следующем виде:

$$M_{\text{тор}} = v_{\text{т}} p_0, \quad (57)$$

где $v_{\text{т}}$ — коэффициент пропорциональности; p_0 — давление в тормозном приводе, Па.

Коэффициент $v_{\text{т}}$ зависит от многих факторов и может изменяться в довольно широких пределах, например от нагрева, попадания воды и т. д.

§ 23. ТОРМОЗНАЯ СИЛА И УРАВНЕНИЕ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ ПРИ ТОРМОЖЕНИИ

Тормозная сила. При торможении элементарные силы трения, распределенные по поверхности фрикционных накладок, создают результирующий момент трения $M_{\text{тор}}$, направленный в сторону, противоположную вращению колеса, а между колесом и дорогой возникает тормозная сила $P_{\text{тор}}$.

Максимальная тормозная сила $P_{\text{тор max}}$ равна силе сцепления шины с дорогой. Современные автомобили имеют тормоза на всех колесах. У двухосного автомобиля (рис. 25) максимальная тормозная сила (в Н)

$$P_{\text{тор max}} = P_{\text{тор1}} + P_{\text{тор2}} = \varphi_x (R_{z1} + R_{z2}) = \varphi_x G. \quad (58)$$

Уравнение движения автомобиля при торможении. Составим в общем виде уравнение движения автомобиля при торможении на подъеме. Для этого спроектируем все силы, действующие на автомобиль при торможении (см. рис. 25), на плоскость дороги:

$$P_{\text{тор1}} + P_{\text{тор2}} + P_{k1} + P_{k2} + P_{\text{п}} + P_{\text{в}} + P_{\text{т.д}} + P_{\text{г}} - P_{\text{и}} = P_{\text{тор}} + \\ + P_{\text{д}} + P_{\text{в}} + P_{\text{т.д}} + P_{\text{г}} - P_{\text{и}} = 0, \quad (59)$$

где $P_{\text{тор}} = P_{\text{тор1}} + P_{\text{тор2}}$; $P_{\text{д}}$ — сила сопротивления дороги, $P_{\text{д}} = P_{k1} + P_{k2} + P_{\text{п}}$; $P_{\text{т.д}}$ — сила трения в двигателе, приведенная к ведущим колесам.

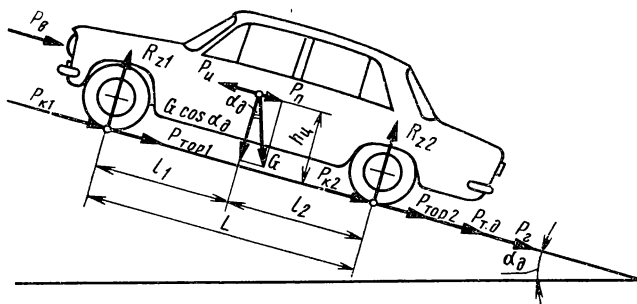


Рис. 25. Силы, действующие на автомобиль при торможении на подъеме

Зная момент трения $M_{т.д}$ в двигателе из формулы (3), силу трения в двигателе определим по формуле $P_{т.д} = M_{т.д} u_{тр} / (\eta_{обр} r) = P'_{т.д} u_{тр} / \eta_{обр}$.

Рассмотрим случай торможения автомобиля только тормозной системой, когда силы $P_{т.д} = 0$.

Учитывая, что скорость автомобиля во время торможения уменьшается, можно считать, что сила $P_B \approx 0$. В связи с тем, что сила P_G мала по сравнению с силой $P_{тор}$, ею также можно пренебречь, особенно при экстренном торможении. Принятые допущения позволяют написать уравнение (59) в следующем виде:

$$P_{тор} + P_d - P_n = 0.$$

Учитывая выражения (13), (21) и (58), получим

$$\varphi_x G + \Psi G - \delta_{вр} m a_3 = 0,$$

где m — масса автомобиля, кг.

Из последнего выражения после преобразования получим уравнение движения автомобиля при торможении на негоризонтальном участке дороги:

$$\varphi_x + \Psi - (\delta_n/g) a_3 = 0. \quad (60)$$

В качестве измерителей тормозной динамичности автомобиля используют замедление при торможении a_3 (в m/c^2), время торможения $t_{тор}$ (в с) и тормозной путь $S_{тор}$ (в м). Наибольшее значение имеют замедление и тормозной путь.

Замедление при торможении автомобиля. Из формулы (59) найдем замедление

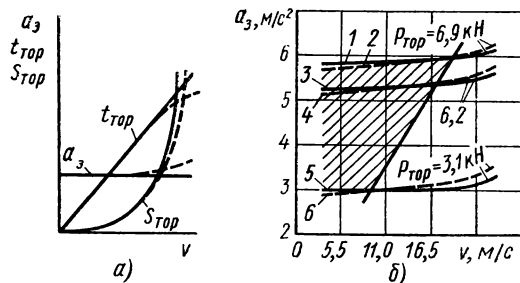


Рис. 26. Измерители тормозной динамичности автомобиля:
a – замедление a_3 , время торможения t_{top} и тормозной путь S_{top} при торможении тормозной системой; *б* – замедление при различных способах торможения: штриховые линии – с учетом сил P_k , P_B и P_T ; сплошные линии – без учета сил P_k , P_B и P_T ; 1, 3 и 5 – торможение тормозной системой; 2, 4 и 6 – торможение двигателем и тормозной системой

$$a_3 = (P_{top} + P_d + P_B + P_T) / (\delta_{вр} m).$$

Если тормозные силы на всех колесах достигли значения сил сцепления, то, пренебрегая силами P_B и P_T , из уравнения (60) получим

$$a_3 = [(\varphi_x + \Psi) / \delta_{вр}] g. \quad (61)$$

Коэффициент φ_x обычно значительно больше коэффициента Ψ , поэтому в случае полного торможения автомобиля величиной Ψ в выражении (61) можно пренебречь. Тогда

$$a_3 = (\varphi_x / \delta_{вр}) g \approx \varphi_x g. \quad (62)$$

Если во время торможения коэффициент φ_x не изменяется, то и замедление a_3 не зависит от скорости автомобиля (рис. 26, *a* и *б*).

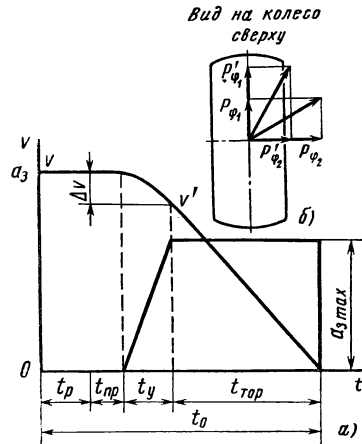
Время торможения. Этот параметр можно определить, используя кривую $a_3 = f(v)$. Найдя по графику a_3 для нескольких значений скорости, определяют среднее замедление в каждом интервале скоростей. Затем по формуле (47) находят приращение времени Δt в каждом интервале и, суммируя полученные значения, определяют время торможения. График зависимости $t_{top} = f(v)$ показан на рис. 26, *a*.

Представление об изменении скорости и замедлении при торможении дает диаграмма, изображенная на рис. 27, *a*.

Отрезок t_p на диаграмме соответствует времени реакции водителя, в течение которого он принимает решение о торможе-

Рис. 27. Параметры торможения автомобиля:

a – тормозная диаграмма; *b* – продольные и поперечные силы сцепления при различной интенсивности торможения



нии и переносит ногу с педали управления подачей топлива на педаль тормоза. Время реакции водителя зависит от его индивидуальных особенностей и квалификации и находится в пределах 0,4...1,5 с.

Отрезок t_{np} представляет собой время срабатывания тормозного привода от начала нажатия на педаль тормоза до начала замедления. В течение этого времени происходит перемещение всех подвижных деталей тормозного привода. Время t_{np} зависит от типа тормозного привода, а также от его технического состояния и находится в пределах 0,2...0,4 с для гидравлического привода и 0,6...0,8 с для пневматического привода. У автопоездов с пневматическим тормозным приводом время t_{np} 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 интенсивности торможения, нагрузки на автомобиль, типа и состояния дорожного покрытия.

Ниже приведены примерные 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, грузоподъемность 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.

Отрезок t_{top} представляет собой время торможения с мак-

симальной интенсивностью. В течение времени $t_p + t_{пр}$ автомобиль движется равномерно со скоростью v , в течение времени t_y — замедленно, а в течение времени $t_{тор}$ замедление практически постоянно.

Чтобы определить время t_0 , необходимое для остановки автомобиля с момента возникновения опасности, т. е. так называемое остановочное время, вернемся к рис. 27, а. За время t_y замедление изменяется по закону, близкому к линейному, и можно считать, что автомобиль движется с замедлением, равным приблизительно $0,5a_{3\max}$. Тогда приращение скорости $\Delta v = v - v' = 0,5 a_{3\max} t_y$.

Следовательно, в начале экстренного торможения с замедлением

$$v' = v - 0,5a_{3\max} t_y. \quad (63)$$

Если в дальнейшем автомобиль движется равнозамедленно с замедлением $a_{3\max}$ и останавливается в конце торможения, то скорость в течение времени $t_{тор}$ уменьшается по линейному закону от $v' = a_{3\max} t_{тор}$ до $v' = 0$.

Решая полученное уравнение относительно времени $t_{тор}$ и подставляя значение скорости v' , получаем

$$t_{тор} = v/a_{3\max} - 0,5 t_y.$$

Таким образом, остановочное время

$$t_0 = t_p + t_{пр} + t_y + t_{тор} = t_p + t_{пр} + 0,5t_y + v/a_{3\max} = t_{сум} + v/a_{3\max} \quad (64)$$

где $t_{сум} = t_p + t_{пр} + 0,5t_y$.

Если тормозные силы на всех колесах автомобиля одновременно достигают значения сил сцепления, то замедление определяют по формуле (62). Тогда, принимая коэффициент $\delta_{вр} \approx 1$, получим

$$t_0 = t_{сум} + v/(\varphi_x g). \quad (65)$$

Тормозной путь. Этот параметр определяют, используя кривую $t_{тор} = f(v)$ и считая, что в каждом интервале скоростей автомобиль движется равнозамедленно. Разбив кривую на несколько отрезков, по формуле (49) определяют приращение пути ΔS в каждом интервале скоростей так же, как это делали при определении пути разгона. Сложив полученные значения и приращения пути ΔS , определяют общий путь торможения $S_{тор}$. Примерный вид графика зависимости $S_{тор} = f(v)$ с учетом сил P_K , P_B и P_T и без учета этих сил показан на рис. 26, 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. 27, а.

Как и раньше, примем, что при уменьшении скорости от v до v' автомобиль движется с постоянным замедлением $a_{ср}$, равным $0,5a_{з \max}$. Тогда согласно формуле (49) путь, пройденный автомобилем за этот период,

$$\Delta S_y = v_{ср} \Delta v_{ср} / a_{ср} = [0,5(v + v')(v - v')] / (2/a_{з \max}) = [v^2 - (v')^2] / a_{з \max}.$$

Тормозной путь при уменьшении скорости от v' до нуля (в м) во время экстренного торможения

$$S_{\text{тор}} = (v')^2 / (2a_{з \max}). \quad (66)$$

Если тормозные силы на всех колесах автомобиля одновременно достигли значений сил сцепления, то с учетом уравнения (62) при $P_{т.д} = P_r = P_b = 0$ тормозной путь автомобиля

$$S_{\text{тор}} = \frac{\delta_n m (v')^2}{2[(\varphi_x + f)G \cos \alpha + G \sin \alpha]} \approx \frac{\delta_n (v')^2}{2\varphi_x g} \approx \frac{v^2}{2\varphi_x g}.$$

Тормозной путь прямо пропорционален квадрату скорости автомобиля в момент начала торможения. Поэтому при увеличении начальной скорости тормозной путь возрастает особенно быстро (см. рис. 26, а).

Остановочный путь S_0 , необходимый для остановки автомобиля, больше пути $S_{\text{тор}}$, так как в него входит также путь автомобиля за время $t_{\text{сум}}$ с постоянной скоростью:

$$S_0 = v(t_p + t_{\text{пр}}) + S_y + S_{\text{тор}} = v(t_p + t_{\text{пр}}) + v^2/a_{з \max} - (v')^2/(2a_{з \max}). \quad (67)$$

Подставляя в формулу (66) вместо скорости v' ее выражение по формуле (63) и пренебрегая весьма малым значением произведения, содержащего t_p^2 , получим

$$S_0 = vt_{\text{сум}} + v^2/(2a_{з \max}). \quad (68)$$

Зная величину $a_з$, остановочный путь определяют по формуле

$$S_0 = vt_{\text{сум}} + v^2/(2\varphi_x g). \quad (69)$$

Для определения t_0 и S_0 по формулам (64) и (68) должно быть известно максимальное замедление автомобиля, которое определяют опытным путем. Если максимальное замедление неизвестно, то, зная величину φ_x , значения t_0 и S_0 определяют по формулам (65) и (69).

Показатели интенсивности торможения автомобиля. Для проверки эффективности действия тормозной системы (рабочих 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 проводят без пассажиров). Указанные показатели интенсивности торможения регламентированы правилами дорожного движения. Наибольший допустимый тормозной путь (в м) и наименьшее допустимое замедление (в м/с^2) для автомобилей без нагрузки при торможении с начальной скоростью 8,3 м/с (30 км/ч) на сухой асфальтированной дороге приведены ниже.

Параметр	S_{top}	$a_{3\text{min}}$
Легковые автомобили	7,2	5,8
Грузовые автомобили с максимальной массой 8 т и автобусы длиной до 7,5 м	9,5	5,0
Грузовые автомобили с максимальной массой свыше 8 т и автобусы длиной более 7,5 м	11,0	4,2

§ 24. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ТОРМОЗНОЙ СИЛЫ МЕЖДУ МОСТАМИ АВТОМОБИЛЯ

При торможении автомобиля сила инерции $P_{\text{и}}$, действуя на плече $h_{\text{ц}}$ (см. рис. 25), вызывает перераспределение нормальных нагрузок между передними и задним мостами: нагрузка на передние колеса увеличивается, а на задние уменьшается. Поэтому нормальные реакции R_{z1} и R_{z2} , действующие соответственно на передние и задние мосты автомобиля во время торможения, значительно отличаются от нагрузок G_1 и G_2 , которые воспринимают мосты в статическом состоянии. Эти изменения оценивают коэффициентами m_{p1} и m_{p2} изменения реакций, подсчитываемыми по формулам (37). Для случая торможения автомобиля на горизонтальной дороге коэффициенты определяют по формулам

$$m_{p1} = 1 + \varphi_x h_{\text{ц}} / l_2; \quad m_{p2} = 1 - \varphi_x h_{\text{ц}} / l_1.$$

Следовательно, нормальные реакции дороги $R_{z1} = m_{p1} G_1$; $R_{z2} = m_{p2} G_2$.

Во время торможения автомобиля наибольшие значения коэффициентов изменения реакций находятся в следующих пределах: $m_{p_1} = 1,5 \dots 2$ и $m_{p_2} = 0,5 \dots 0,7$.

Максимальную интенсивность торможения можно обеспечить при условии полного использования сцепления всеми колесами автомобиля. Коэффициент распределения тормозной силы между передними и задними мостами определяют по формуле

$$\beta_0 = P_{\text{Тор}1}/P_{\text{Тор}} = 1 - P_{\text{Тор}2}/P_{\text{Тор}}.$$

При оптимальном распределении тормозной силы передние и задние колеса автомобиля могут быть доведены до блокировки одновременно. Для этого случая коэффициент

$$\beta_0 = (l_2 + \varphi_0 h_u)/L. \quad (70)$$

Большинство тормозных систем обеспечивает неизменное соотношение между тормозными силами колес переднего и заднего мостов ($P_{\text{Тор}1}$ и $P_{\text{Тор}2}$), поэтому суммарная сила $P_{\text{Тор}}$ может достигнуть максимального значения только на дороге с определенным коэффициентом сцепления φ_0 . На других дорогах полное использование сцепного веса без блокировки хотя бы одного из мостов (переднего или заднего) невозможно. Однако в последнее время появились тормозные системы со статическим или динамическим регулированием распределения тормозной силы.

Распределение общей тормозной силы между мостами не соответствует нормальным реакциям, изменяющимся во время торможения, поэтому фактическое замедление автомобиля оказывается меньше, а время торможения и тормозной путь больше теоретических значений этих показателей. Для приближения результатов расчета к экспериментальным данным в формулы вводят коэффициент эффективности торможения K_3 , который учитывает степень использования теоретически возможной эффективности тормозной системы. В среднем для легковых автомобилей $K_3 = 1,1 \div 1,2$; для грузовых автомобилей и автобусов $K_3 = 1,4 \div 1,6$. В этом случае расчетные формулы примут вид

$$\begin{aligned} a_3 &= \varphi_{\text{xg}}/K_3; & (71) \\ t_0 &= t_{\text{сум}} + K_3 v / (\varphi_{\text{xg}}), \\ S_{\text{Тор}} &= K_3 v^2 / (2\varphi_{\text{xg}}); \\ S_0 &= vt_{\text{сум}} + K_3 v^2 / (2\varphi_{\text{xg}}). \end{aligned}$$

§ 25. СПОСОБЫ ТОРМОЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ

Совместное торможение автомобиля тормозной системой и двигателем. Такой способ торможения применяют с целью избежать перегрева тормозных механизмов и ускоренного изнашивания шин.

При таком способе торможения автомобиля тормозной момент на колесах создается одновременно тормозными механизмами и двигателем. Так как в этом случае нажатие на тормозную педаль предшествует опусканию педали управления подачи топлива, то угловая скорость коленчатого вала двигателя должна была бы уменьшиться до угловой скорости холостого хода. Однако на самом деле ведущие колеса через трансмиссию принудительно вращают коленчатый вал. В результате появляется дополнительная сила $P_{т.д}$ 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 $a_{з.с.тор}$ замедление при совместном торможении, а через $a_{з.тор}$ замедление при торможении с отъединенным двигателем. Тогда уравнение (59) можно написать в следующем виде:

$$a_{з.с.тор} = (1/\delta_{вр}) [(P_{тор} + P_{д} + P_{в} + P_{т.д} + P_{тр})/m],$$

где $\delta_{вр}$ — коэффициент учета вращающихся масс, который для данного случая определяют по формуле (20) или (22); $P_{тр}$ — сила трения в трансмиссии при передаче крутящего момента.

При торможении с отъединенным двигателем коэффициент $\delta_{вр} = \delta_{н}$, и поэтому его определяют по формуле (23). В этом случае

$$a_{з.тор} = (1/\delta_{н}) [(P_{тор} + P_{д} + P_{в} + P_{г})/m].$$

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

$$(P_{тор} + P_{д} + P_{в} + P_{т.д} + P_{тр})/\delta_{вр} > (P_{тор} + P_{д} + P_{в} + P_{г})/\delta_{н}. \quad (72)$$

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. 26, б приведен пример графического решения неравенства (72) для легкового автомобиля малого класса при $\delta_{вр} = 1,08$; $\delta_{н} = 1,04$; $\varphi_x = 0,6$. Значения силы $P_{т.д}$ взяты из экспериментальных данных. Кривые 1...6 соответствуют различным значениям тормозной силы $P_{тор}$. Заштрихована зона, в которой в данных условиях нецелесообразно совместное торможение, так как замедления $a_{з.с.тор}$ (штриховые линии) меньше замедлений $a_{з.тор}$ (сплошные линии).

На дорогах с малым коэффициентом сцепления совместное торможение повышает поперечную устойчивость автомобиля по условиям заноса. При торможении автомобиля на дорогах с малым коэффициентом сцепления продольные и поперечные силы сцепления колеса с дорогой, меняются в зависимости от интенсивности торможения (рис. 27, б).

При торможении в аварийных ситуациях сцепление полезно выключать.

Торможение автомобиля с периодическим прекращением действия тормозной системы. Заторможенное несскользящее колесо воспринимает большую тормозную силу, чем при движении юзом, так как коэффициент сцепления при частичном проскальзывании колес больше, чем при полном скольжении.

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, примерно 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 бетонным покрытием ($\varphi_x = 0,6$), если коэффициент $K_y = 1,2$, а время $t_p = 0,8$ с, $t_{пр} = 0,2$ с и $t_y = 0,5$ с.

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

$$S_{\text{тор}} = K_y v^2 / (2\varphi_x g) = 1,2 \cdot 20^2 / (2 \cdot 0,6 \cdot 9,81) = 40,7 \text{ м.}$$

Остановочное время

$$t_0 = t_p + t_{пр} + t_y/2 + K_y v / (\varphi_x g) = 0,8 + 0,2 + 0,5/2 + 1,2 \cdot 20 / (0,6 \cdot 9,81) = 5,3 \text{ с.}$$

Замедление автомобиля

$$a_z = \varphi_x g / K_y = 0,6 \cdot 9,81 / 1,2 = 4,9 \text{ м/с}^2.$$

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Чем объясняется отклонение действительных параметров торможения от теоретических?
2. Как влияют сопротивления движению на торможение?
3. Когда получается больший тормозной путь: при заблокированных колесах или при торможении без 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

1. Автомобиль движется со скоростью $v = 11$ м/с по горизонтальной дороге, характеризуемой коэффициентом сцепления $\varphi_x = 0,6$ и коэффициентом сопротивления качению $f = 0,02$. На каком минимальном участке дороги можно снизить скорость до 1,4 м/с?

2. Автомобиль, оборудованный гидравлическим приводом колесных тормозных механизмов, движется по горизонтальной дороге, характеризуемой коэффициентом сцепления $\varphi_x = 0,6$, со скоростью $v = 20$ м/с. На расстоянии 55 м перед автомобилем неожиданно возникает препятствие. Водитель нажимает на педаль тормоза $t_p = 0,5$ с; $t_{пр} = 0,2$ с; $t_y = 0,05$ с. Установить возможность остановки автомобиля до препятствия.

3. Найти соотношение между тормозными силами на колесах переднего и заднего мостов автомобиля, обеспечивающее полное использование сцепного веса при торможении автомобиля на дороге с коэффициентом сцепления φ_x .

§ 26. ПОНЯТИЕ О ДОРОЖНО-ТРАНСПОРТНОЙ ЭКСПЕРТИЗЕ

Дорожно-транспортной экспертизой называют научно-техническое исследование дорожно-транспортного происшествия специалистами автомобильного транспорта. Дорожно-транспортные происшествия (ДТП) возникают в результате нарушения режимов движения транспортных средств, вызвавшего травмы или смерть людей, повреждения транспортных

средств и грузов, искусственных сооружений, или нанесшего какой-либо другой материальный ущерб. Эксперт выясняет технические причины ДТП, определяет скорости движения, тормозной и остановочный пути транспортных средств и т. д.

Целью дорожно-транспортной экспертизы является получение научно обоснованной характеристики происшествия, определение его объективных причин и возможных способов предотвращения, а также поведения участников происшествия во всех его фазах. В результате экспертизы должен быть получен ответ на вопрос, имел ли место несчастный случай или же происшествие явилось следствием неправильных действий участников, пренебрегших требованиями безопасности или несвоевременно выполнивших необходимые действия для исключения ДТП или снижения тяжести опасных последствий.

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

Рассмотрим в качестве примера ДТП, результатом которого был наезд автомобиля на пешехода (рис. 28). Автомобиль *A* 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. 28 положение автомобиля и пешехода, соответствующее этому моменту, отмечено цифрами *I*. Водитель затормозил, однако избежать наезда не смог. Автомобиль, ударив пешехода (положение *III*), переместился еще на некоторое расстояние и остановился (положение *IV*).

На месте происшествия фиксируют длину следа юза шин по дороге $S_{ю}$, перемещение автомобиля после его наезда на пешехода S_n , а также путь, пройденный пешеходом S_n по проезжей

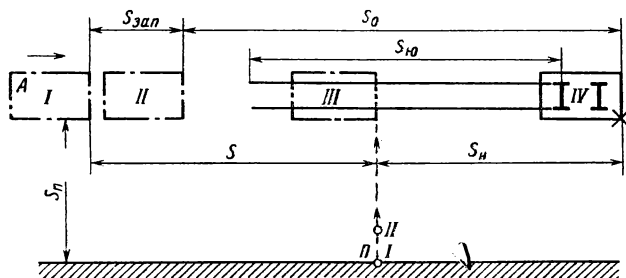


Рис. 28. Положение автомобиля и пешехода во время дорожно-транспортного происшествия

части до наезда. Проведя следственный эксперимент, замеряют диселерометром максимальное (установившееся) замедление $a_{3\max}$ или при помощи переносных приборов коэффициент сцепления в зоне происшествия. На основании опроса свидетелей и других данных устанавливают примерное значение скорости $v_{п}$, с какой перемещался пешеход перед наездом. Остальные данные, необходимые для расчета, обычно определяют по таблицам, составленным в результате экспериментов. Если максимальное значение замедления $a_{3\max}$ экспериментально не определяли, то его вычисляют по формуле (71), задавшись коэффициентом K_3 .

Примерная последовательность анализа происшествия при его экспертном исследовании такова.

Исходя из формул (63) и (66), находят начальную скорость автомобиля перед торможением

$$v = 0,5 a_{3\max} t_y + \sqrt{2S_{\text{тор}} a_{3\max} + (0,5 a_{3\max} t_y)^2}.$$

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

$$v = 0,5 a_{3\max} t_y + \sqrt{2S_{\text{тор}} a_{3\max}}.$$

Затем определяют скорость автомобиля в момент его наезда на пешехода

$$v_n = \sqrt{2S_n a_{3\max}}.$$

Зная величины v и v_n , можно найти время движения автомобиля с того момента, когда водитель начал реагировать на пешехода, до момента наезда на него

$$t_n = t_{\text{сум}} + (v - v_n) / a_{3\max}.$$

Шириной полосы движения пешехода чаще всего пренебрегают, т. е. изображают его в виде точки. Скорость пешехода считают постоянной. Тогда время движения пешехода по проезжей части до момента наезда

$$t_{п} = S_{п} / v_{п}.$$

Условие своевременности торможения автомобиля можно записать следующим образом:

$$t_n \geq t_{п}.$$

Если это условие не выполнено и время t_n меньше времени $t_{п}$, 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, определяют промежуток времени, просроченный водителем:

$$t_{\text{зап}} = t_{\text{п}} - t_{\text{н}}$$

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

$$S_{\text{зап}} = vt_{\text{зап}}$$

Согласно рис. 28 расстояние S между передней частью автомобиля и пешеходом в момент начала движения последнего по проезжей части

$$S = S_0 + S_{\text{зап}} - S_{\text{н}}$$

где S_0 – остановочный путь 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.

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?

§ 27. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТОРМОЗНЫХ СВОЙСТВ АВТОМОБИЛЯ. МЕТОДИКА И НОРМАТИВЫ

Показатели тормозных свойств автомобиля определяют дорожными испытаниями полностью груженого автомобиля после его обкатки. Участок дороги, на котором проводят испытания, должен быть прямым и горизонтальным (ук. γ не более 0,5%), с твердым сухим покрытием, температура воздуха во время испытаний должна быть в пределах от -5 до $+30$ °С, а скорость ветра не более 3 м/с. Выход автомобилей из коридора шириной 3,5 м при торможении или разворот на угол более 8° недопустим.

Испытания по определению эффективности рабочей тормозной системы делят на три типа: 0, I и II. Испытания типа 0 предназначаются для определения эффективности системы

при холодных тормозных механизмах, когда температура тормозного диска или барабана не превышает 100°C . Испытания типа I предназначены для определения эффективности рабочей тормозной системы при нагретых тормозных механизмах. Этот тип испытаний складывается из двух циклов: подготовительного, при котором проводится нагрев тормозных механизмов, и основного, проводимого по методике испытания типа 0. Нагревают тормозные механизмы путем торможения на спуске длиной 1700 м с уклоном $7 \pm 0,5\%$ при скорости движения 11 м/с (40 км/ч) и при отключенном от трансмиссии двигателе. Основной этап испытаний проводится не позднее чем через 45 с после прогрева тормозных механизмов. Результат испытаний оценивается по среднему значению из трех экспериментов, которые проводятся с интервалом времени 45 с. При испытании типа I тормозной путь не должен превышать 165% от тормозного пути, полученного при испытаниях типа 0.

Испытания типа II предназначены для определения эффективности рабочей тормозной системы автомобилей при движении на затяжных спусках. Эти испытания проводятся аналогично испытаниям типа I. Прогрев тормозных механизмов осуществляется на спуске с уклоном 6% и длиной 6000 м при скорости движения $(10 \pm 1,5)$ м/с [(36 ± 5) км/ч] и неотключенном двигателе. Основной этап испытаний после прогрева тормозных механизмов проводится по методике испытаний типа 0 не позднее чем через 45 с.

Нормативы, которым должны отвечать тормозные системы автомобилей, приведены в табл. 1. Стояночный тормоз автомобиля должен удерживать его на уклоне не менее 25%.

1. Нормативы эффективности тормозной системы

Автомобиль	Полная масса, т	Начальная скорость торможения, м/с	Усилие на педали, Н	Тормозной путь, м (замедление, м/с ²)		
				Испытания типа 0	Испытания типа I	Испытания типа II
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	Свыше 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)
То же	3,5 – 12	13,9	686,7	25,0 (5,5)	31,3 (4,0)	33,3 (3,7)
Грузовые и тягачи	Свыше 12	11,2	686,7	17,2 (5,5)	21,5 (4,0)	22,9 (3,6)

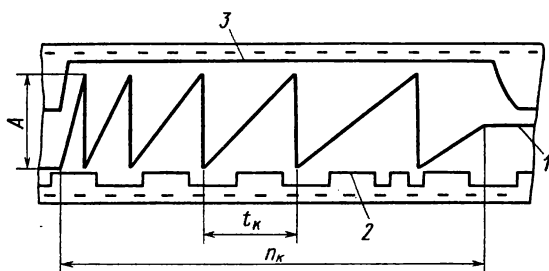


Рис. 29. Пример записи оборотов колеса при торможении: 1 — сигнал датчика; 2 — отметки времени; 3 — давление в тормозной системе

Аппаратура для экспериментального определения показателей тормозных свойств автомобиля. При тормозных испытаниях путь торможения определяют с помощью обтюраторного фотоэлектрического или экранного индуктивного датчика, устанавливаемого на «пятом» измерительном колесе.

При движении колеса на осциллограмме регистрируются пилообразные импульсы, максимальная амплитуда A которых пропорциональна длине окружности колеса $2\pi r_k$, а длительность t_k равна времени одного оборота. Пример записи пути торможения показан на рис. 29. На осциллограмме регистрируются также метки времени и сигнал от датчика сигнала торможения. При замыкании его контактов в один из регистрирующих каналов самописца подается электрический импульс, и на ленте регистрируется меандр, передний вертикальный фронт которого определяет момент нажатия на педаль тормоза. Если необходимо также определить давление в тормозной системе, то в тормозной привод включают мембранный индуктивный или потенциометрический датчик. При определении тормозного момента измеряют напряжение кручения балки моста между опорным тормозным диском и креплением балки к упругому элементу подвески. В случае тензометрического метода измерения на этом участке наклеивают четыре тензодатчика, располагая их крестообразно (два датчика в горизонтальной, а два в вертикальной плоскостях под углом 45° к осевой линии балки). Балка моста испытывает изгиб от вертикальной нагрузки и кручение от касательных сил. Все четыре датчика испытывают деформации от кручения, а два датчика, расположенные в вертикальной плоскости, кроме того, еще и наибольшие деформации от изгибных напряжений. 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. При этом электрический ток в диагонали измерительного моста остается на нулевом уровне, сигнал от изгибных напряжений балки на выходе измерительного моста отсутствует. При приложении тормозного момента все четыре датчика меняют свое сопротивление одинаково. Датчики, установленные в горизонтальной плоскости, увеличивают сопротивление, а датчики в вертикальной плоскости уменьшают его.

При проведении дорожных испытаний автомобиля принимают меры для обеспечения безопасности водителя, оператора и автомобиля. Автомобиль внутри оборудуется специальной рамой, укрепляющей стойки и крышу. Измерительная и регистрирующая аппаратура с блоками питания тщательно закрепляется.

К испытаниям допускаются водители, прошедшие специальную подготовку и имеющие опыт вождения автомобиля с высокими скоростями в сложных дорожных условиях. Водитель и оператор проходят инструктаж на рабочем месте и выполняют пробные заезды на мерном участке для ознакомления с трассой и режимами проведения испытаний. Рабочие места водителя и оператора оборудуются ремнями безопасности.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Каковы требования к условиям испытаний автомобиля на тормозные показатели? Назовите параметры, измеряемые при испытаниях автомобилей на тормозные показатели. Определите нормативы эффективности тормозной системы автомобиля.
2. Перечислите методы измерения пути, замедлений и тормозных сил (моментов) при испытаниях автомобиля на тормозные показатели.

ГЛАВА V ТОПЛИВНАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

§ 28. ИЗМЕРИТЕЛИ И ПОКАЗАТЕЛИ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ

Топливо является важнейшим эксплуатационным материалом, который на автомобильном транспорте потребляется в большом количестве. Стоимость топлива составляет 10–15% всех затрат на перевозки. Топливо необходимо ис-

пользовать с максимальной эффективностью, не допуская его потерь и неоправданных затрат.

Совершенство конструкции автомобиля оценивают по расходу топлива Q (в л), отнесенному к длине пройденного пути (пробегу) S^* (в км). Путевой расход топлива при пробеге автомобиля 100 км (в л):

$$q_{п} = 100 Q/S^*. \quad (73)$$

Часто для оценки топливной экономичности подвижного состава применяют также расход топлива (в г), отнесенный к единице транспортной работы (в т·км):

$$q_{тп} = Q\rho_T 1000/(m_{гп}S^*_{гп}), \quad (74)$$

где ρ_T — плотность топлива, кг/л; $m_{гп}$ — масса перевезенного груза, т; $S^*_{гп}$ — пробег автомобиля с грузом, км.

Измерителем топливной экономичности автомобильного двигателя служат часовой расход топлива G_T (в кг/ч) и удельный эффективный расход топлива g_e [в г/(кВт·ч)].

Часовой расход топлива (в кг/ч)

$$G_T = g_e N_e / 10^6, \quad (75)$$

где N_e — эффективная мощность двигателя, Вт.

Величину G_T можно определить также следующим образом:

$$G_T = 3600 Q \rho_T / t,$$

где t — время, соответствующее расходу топлива Q , с.

Показателем топливной экономичности автомобиля служит контрольный расход топлива, т. е. путевой расход (в л) на 100 км пути, определяемый экспериментально при равномерном движении автомобиля на высшей передаче по горизонтальной дороге (скорость движения нормирована для каждого типа автомобиля). Кроме того, определяется расход топлива на переменном режиме «городской цикл». Контрольный расход позволяет оценить качество продукции, выпускаемой заводами, и соответствие ее утвержденным техническим требованиям и современному уровню автомобилестроения.

Чтобы выяснить связь между отдельными измерителями топливной экономичности, исключим из выражений (73) и (75) величину Q :

$$G_T = 36 q_{п} \rho_T S^* / t. \quad (76)$$

Но $S^*/t = S/(1000t) = v/1000$, где S — пробег автомобиля в м. Следовательно, $G_T = 36 \cdot 10^{-3} q_{п} \rho_T v$.

Найдя из последнего выражения q_n и подставив значение G_T согласно формуле (75), определим путевой расход топлива в л на 100 км пути:

$$q_n = \frac{10^3 G_T}{36 \rho_T v} = \frac{g_e N_e}{36000 \rho_T v}. \quad (77)$$

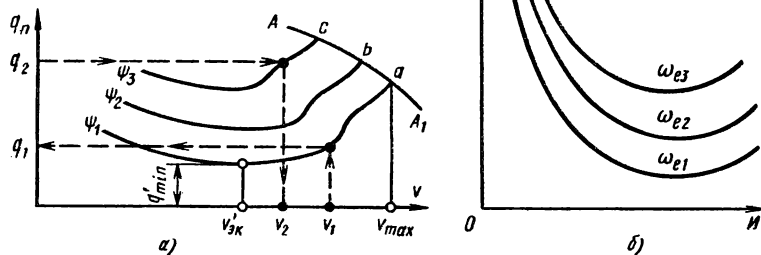
§ 29. ТОПЛИВНО-ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА АВТОМОБИЛЯ

Топливо-экономическая характеристика автомобиля позволяет определять расход топлива в зависимости от изменения скорости движения. Она представляет собой график зависимости путевого расхода топлива от скорости автомобиля v (рис. 30, а). Этот график характеризует топливную экономичность автомобиля при 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 максимально 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_3 скорость автомобиля не должна превышать v_2 . Задачи подобного рода возникают при выявлении экономически целесообразной скорости движения автомобиля на автомагистралях.

Рис. 30. Графики топливной экономичности:

а — топливно-экономическая характеристика автомобиля; б — зависимость расхода топлива от степени использования мощности двигателя и угловой скорости коленчатого вала



Каждая кривая графика имеет характерные точки. Одна из них определяет минимальный расход топлива при движении по дороге с данным коэффициентом Ψ (например, q_{\min} при Ψ_1). Скорость $v'_{\text{эк}}$, 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, вызванные обогащением смеси при включении экономайзера, получаются при построении характеристики по данным лабораторных испытаний двигателя с большим количеством экспериментальных точек. Если же характеристику строят по небольшому числу точек (5–6), то такого перегиба кривых на графике можно и не получить.

Показателем топливной экономичности автомобиля служит минимальный путевой расход топлива, соответствующий скорости 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.

ГОСТ предусматривает экспериментальное определение топливных характеристик для движения двух видов: установившегося и на дороге с переменным профилем. В первом случае замеряют расход топлива при движении автомобиля на высшей передаче по горизонтальной дороге с заданными постоянными скоростями от минимально устойчивой до максимальной. Во втором случае замеряют расход топлива при движении автомобиля по измерительному участку со специально заданным профилем. При этом автомобиль должен двигаться с максимально возможной скоростью, не превышая, однако, предельного ее значения, установленного ГОСТом.

§ 30. ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ФАКТОРОВ НА РАСХОД ТОПЛИВА

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

Из уравнения мощностного баланса имеем

$$N_e = N_{\tau} + N_{\text{тр}} = (P_d + P_v + P_{\text{и}}) v / \eta_{\text{тр}}. \quad (78)$$

Подставив выражение (78) в формулу (77), получим

$$q_n = \frac{g_e}{36\,000 \rho_T \eta_{TP}} (P_d + P_v + P_{II}). \quad (79)$$

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. Расход топлива автомобиля возрастает при увеличении сил сопротивления трансмиссии, дороги и воздуха. Во время разгона автомобиля часть топлива расходуется на увеличение его кинетической энергии, вследствие чего путевой расход топлива возрастает.

Практическое использование уравнения (79) для определения расхода топлива затруднено тем, что КПД трансмиссии, входящий в это уравнение, не является постоянной величиной, а зависит от условий движения автомобиля. Чем меньше силы сопротивления движению, тем меньше момент M_T и η_{TP} . В случае движения автомобиля с малой скоростью по дороге хорошего качества, когда силы P_d и P_v невелики, η_{TP} может быть намного меньше, чем приведено на с. 15. Поэтому, считая η_{TP} постоянной величиной, вносят некоторую ошибку в величину путевого расхода топлива. Однако с этим приходится мириться, так как введение переменного η_{TP} в расчеты намного осложняет их.

Кроме того, удельный расход топлива g_e не является независимой переменной, а изменяется при изменении угловой скорости ω_e и степени использования мощности I двигателя (рис. 30, б). При работе двигателя с малой нагрузкой относительные затраты энергии на преодоление внутреннего сопротивления в двигателе велики, и в области малых значений I кривые g_e поднимаются. По мере увеличения I топливная экономичность улучшается, так как удельный эффективный расход снижается. При больших нагрузках происходит обогащение рабочей смеси, что приводит к повышению g_e . Таким образом, увеличение или уменьшение сопротивления движению, вызывающее изменение мощности двигателя и скорости автомобиля, отражается на величине g_e и осложняет расчет расхода топлива.

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

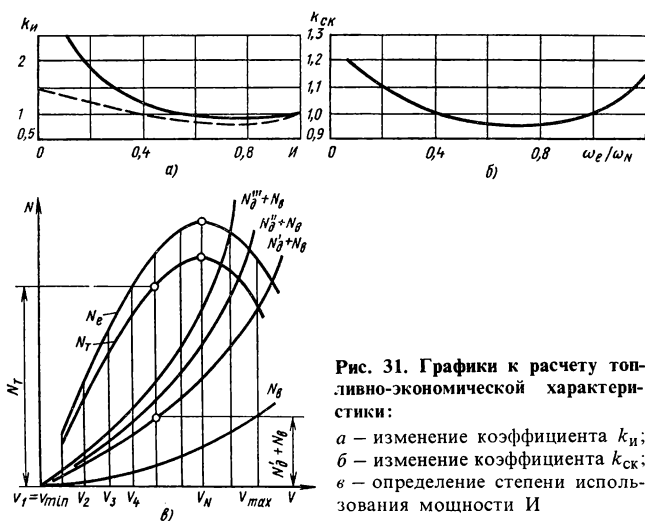


Рис. 31. Графики к расчету топливно-экономической характеристики:
 а – изменение коэффициента k_n ;
 б – изменение коэффициента k_{ck} ;
 в – определение степени использования мощности И

дующей приближенной методикой, для чего определяют удельный эффективный расход топлива [в г/(кВт·ч)] по формуле

$$g_e = k_{ck} k_n g_{e \min} \quad (80)$$

где k_{ck} и k_n – коэффициенты, учитывающие соответственно изменения величины g_e в зависимости от ω_e и И двигателя; $g_{e \min}$ – минимальный удельный эффективный расход топлива, г/(кВт·ч).

Примерные значения коэффициента k_n приведены на рис. 31, а, на котором сплошная линия характеризует изменение этого коэффициента для карбюраторных двигателей, а штриховая – для дизелей. Кривая k_{ck} (рис. 31, б) относится к двигателям обоих типов.

Согласно уравнениям (79) и (80) при $P_n = 0$ можно написать

$$q_n = \frac{k_{ck} k_n (P_d + P_b) g_{e \min}}{36000 \rho_T \eta_{TP}} \quad (81)$$

Для построения топливно-экономической характеристики используют график мощностного баланса автомобиля. Задавшись несколькими значениями коэффициента сопротивления дороги, определяют мощность N_d и суммарную мощность $N_d + N_b$, а затем наносят их на график (рис. 31, в). 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. 31,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 I при заданном коэффициенте Ψ , а далее по графику на рис. 31,а определяют коэффициент k_H . Подставляя найденные значения $k_{ск}$ и k_H в формулу (81), 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, которая, однако, 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 систем 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%. Неправильная установка зажигания может вызвать повышение расхода топлива на 7...10%.

При чрезмерном охлаждении двигателя возрастают тепловые потери и уменьшается индикаторный КПД двигателя. 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. 32,а показаны топливно-экономические характеристики автомобиля, соответствующие трем значениям температуры охлаждающей жидкости. При уменьшении температуры с 95 до 75°C расход топлива увеличивается на 6...7%, а при понижении ее до 65°C — почти на 25% (см., например, точки А, В и С).

На топливную экономичность автомобиля влияет также техническое состояние агрегатов шасси. Неправильная регулировка зацепления зубчатых колес главной передачи, радиально-упорных подшипников и тормозов, малое давление воздуха в шинах или неправильно отрегулированное схождение упра-

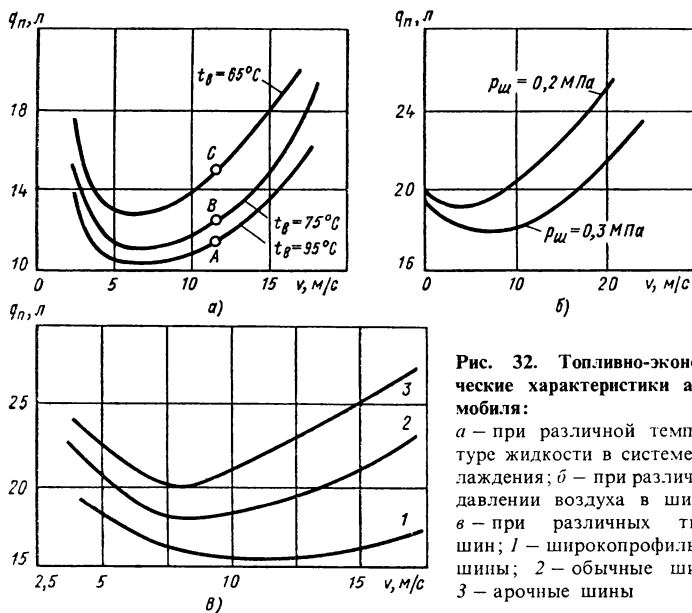


Рис. 32. Топливо-экономические характеристики автомобиля:

a – при различной температуре жидкости в системе охлаждения; *б* – при различном давлении воздуха в шинах; *в* – при различных типах шин; 1 – широкопрофильные шины; 2 – обычные шины; 3 – арочные шины

вляемых колес вызывают дополнительное сопротивление движению и, как следствие, перерасход топлива на 10...20%.

На рис. 32, б приведены топливо-экономические характеристики автомобиля грузоподъемностью 2,5 т с различным давлением $p_{\text{ш}}$ воздуха в шинах. 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. 32, 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.

§ 31. ТОПЛИВНАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ АВТОПОЕЗДА

Работа автомобиля в составе автопоезда сопряжена с повышением общего расхода топлива вследствие возрастания сил сопротивления движению. Соответственно возрастает и расход топлива, отнесенный к единице пробега. Однако расход топлива, приходящийся на единицу выполненной транспортной работы или массы перевезенного груза (в т), снижает-

ся. В результате себестоимость перевозок грузов автопоездом меньше, чем себестоимость перевозок одиночным автомобилем. В сочетании с повышением производительности это приводит к значительному экономическому эффекту и способствует широкому распространению автопоездов.

Чтобы выяснить причины улучшения топливной экономичности при использовании прицепов, определим расход топлива автопоездом на единицу транспортной работы (в т·км). Подставим в формулу (74) значение Q согласно выражению (73):

$$q_{гр} = q_n S^* \rho_T 10 / (m_{гр} S^*_{гр}).$$

Отношение $S^*_{гр}/S^*$ называют коэффициентом использования пробега $\beta_{гр}$. Кроме того, масса груза $m_{гр} = G_{гр}/(g 10^3) \approx G_{гр} 10^{-4}$, где $G_{гр}$ – вес груза, Н.

Следовательно,

$$q_{гр} = q_n \rho_T 10^5 / (G_{гр} \beta_{гр}).$$

Подставим в эту формулу значение q_n согласно выражению (79). Тогда, пренебрегая для простоты силами P_v и P_n , имеем

$$q_{гр} = 100 \cdot g_e \Psi G / (36 \eta_{гр} \beta_{гр} G_{гр}).$$

Вес груженого автомобиля (автопоезда) равен $G_0 + G_{гр}$, поэтому

$$q_{гр} = \frac{100 \cdot g_e \Psi}{36 \eta_{гр} \beta_{гр}} \left(\frac{G_0}{G_{гр}} + 1 \right). \quad (82)$$

Таким образом, расход топлива $q_{гр}$ в большой степени зависит от отношения собственного веса автопоезда к весу груза и уменьшается при уменьшении этого отношения.

Собственная масса прицепа значительно меньше массы автомобиля той же грузоподъемности. Поэтому в случае применения прицепа количество перевозимого груза увеличивается примерно 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, у автопоезда значительно меньше.

§ 32. ПОНЯТИЕ О НОРМАХ РАСХОДА ТОПЛИВА

Нормирование топлива стимулирует снижение нероднохозяйственных 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 можно рассматривать как величину, состоящую из двух частей, одна из которых представляет собой постоянные потери энергии в двигателе и затраты ее на передвижение автомобиля, а другая – расход топлива, необходимого для перемещения груза, т. е. для выполнения транспортной работы.

$$Q = k_{T1}S/100 + k_{T2}w_{TP}/100,$$

где k_{T1} – норма расхода топлива на передвижение автомобиля и внутренние потери в двигателе; k_{T2} – норма расхода топлива на единицу транспортной работы w_{TP} .

Топливо расходуется также при пребывании автомобиля в пунктах погрузки и разгрузки, где автомобиль маневрирует, часто двигаясь задним ходом, а также простаивает некоторое время. Маневрирование автомобиля связано с расходом топлива, а его простой – с остыванием агрегатов (двигателя, коробки передач, ведущего моста), на разогрев которых также необходимо затратить топливо. Чтобы учесть этот дополнительный расход топлива, в уравнение нормирования вводят третий член, пропорциональный числу ездов z_e :

$$Q = k_{T1}S/100 + k_{T2}w_{TP}/100 + k_{T3}z_e, \quad (83)$$

где k_{T3} – норма дополнительного расхода топлива на каждую езду, л.

Конкретные нормы k_{T1} , k_{T2} и k_{T3} 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, поэтому k_{T3} обычно включают в норму расхода k_{T2} . Автомобили-самосвалы работают на коротких расстояниях и перевозят груз только в одном направлении. Это позволяет упростить расчеты, включив для них норму расхода топлива k_{T2} в норму расхода k_{T1} . У легковых автомобилей мас-

са полезной нагрузки невелика по сравнению с собственной массой автомобиля, поэтому для них норму расхода топлива относят к 100 км пробега.

Автопоезда обычно перевозят грузы на большие расстояния, поэтому для расчета используют лишь первые два члена уравнения (83). При этом норму k_{T1} 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_{T2} 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

1. Двигатель грузового автомобиля развивает мощность 200 кВт. Найти часовой расход топлива G_T , если известно, что удельный эффективный расход $g_e = 300 \text{ г}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$.
2. Найти путевой расход топлива $q_{п}$ при равномерном движении автомобиля и при разгоне его с ускорением, равным $0,28 \text{ м}/\text{с}^2$, если известно, что $g_e = 320 \text{ г}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$; $P_d = 1000 \text{ Н}$; $P_{и} = 650 \text{ Н}$; $P_{в} = 850 \text{ Н}$; $\rho_T = 0,75 \text{ кг}/\text{л}$, а $\eta_{тр}$ постоянен и равен 0,88.
3. Полностью груженный автомобиль ЗИЛ-130-76 при движении со скоростью $v = 25 \text{ м}/\text{с}$ расходует в час 54 л топлива. Определить расход топлива на 100 км пути и на единицу транспортной работы (на 1 т·км), если плотность топлива $\rho_T = 0,75 \text{ кг}/\text{л}$.

ГЛАВА VI УСТОЙЧИВОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

§ 33. ПОКАЗАТЕЛИ УСТОЙЧИВОСТИ

Под потерей автомобилем устойчивости подразумевают опрокидывание или скольжение автомобиля. В зависимости от направления опрокидывания и скольжения различают продольную и поперечную устойчивость. Более вероятно и более опасна потеря поперечной устойчивости, которая происходит под действием центробежной силы – поперечной составляющей

влияющей силы тяжести автомобиля, силы бокового ветра, а также в результате боковых ударов колес о неровности дороги.

Показателями поперечной устойчивости автомобиля являются максимально возможные скорости движения по окружности и углы поперечного уклона дороги (косогоора). Оба показателя могут быть определены из условий поперечного скольжения колес (заноса) и опрокидывания автомобиля. Таким образом, имеются четыре показателя поперечной устойчивости:

v_3, v_0 — максимальные (критические) скорости движения автомобиля по окружности, соответствующие началу его скольжения и опрокидывания, м/с;

β_3, β_0 — максимальные (критические) углы косогора, соответствующие началу поперечного скольжения колес и опрокидывания автомобиля, °.

При анализе факторов, влияющих на устойчивость, необходимо знать поперечную силу, вызывающую занос или опрокидывание автомобиля. При повороте автомобиля такой силой является центробежная сила. Чтобы определить ее, рассмотрим схему, показанную на рис. 33, приняв, 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 колеса, и автомобиль движется по кривой переменного радиуса (первой переходной кривой). На участке 3—4 положение управляемых колес, повернутых на угол θ , остается неизменным, а радиус R траектории середины заднего моста — постоянным. На участке 4—5 (второй переходной кривой) водитель поворачивает 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)

$$P_{ц} = m\omega^2\rho, \quad (84)$$

где m — масса автомобиля, кг; ω — угловая скорость автомобиля при повороте, рад/с; ρ — расстояние от центра поворота (точка 0) до центра тяжести автомобиля, м.

Вместе с тем

$$\omega = v/R; \rho = R/\cos \gamma; R = L/\operatorname{tg} \theta \approx L/\theta, \quad (85)$$

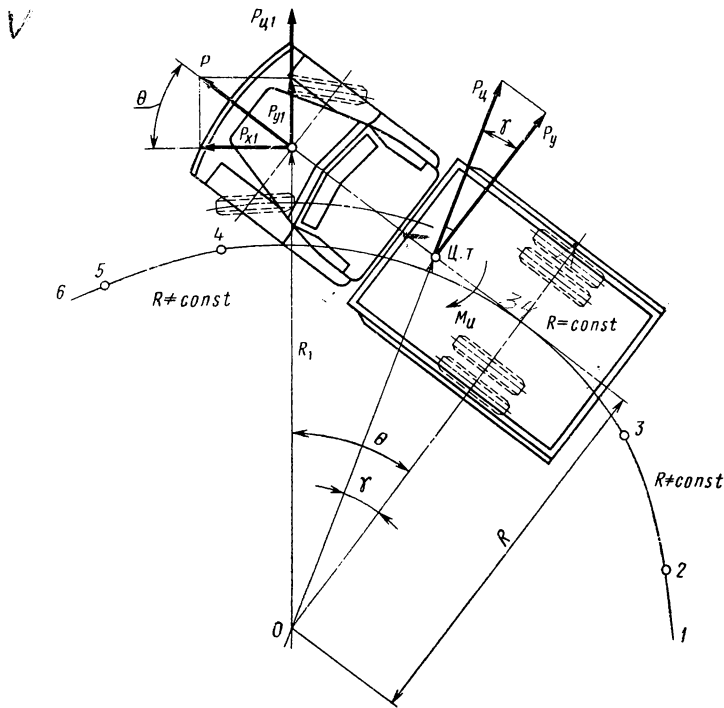


Рис. 33. Движение автомобиля на повороте

где γ — угол между радиусом ρ поворота центра тяжести и продолжением оси заднего моста; θ — угол между продольной осью автомобиля и вектором скорости середины переднего моста; 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 $\text{tg } \theta \approx \theta$.

Таким образом, центробежная сила, действующая на автомобиль при его равномерном движении по дуге окружности ($R = \text{const}$),

$$P_{ц} = mv^2/(R \cos \gamma) = mv^2\theta/(L \cos \gamma).$$

Поперечная составляющая центробежной силы

$$P_y = P_{ц} \cos \gamma = mv^2\theta/L. \quad (86)$$

При движении по переходным кривым на автомобиль действует также сила, вызванная изменением кривизны траектории. Поперечная составляющая этой силы пропорциональна скорости автомобиля и угловой скорости поворота управляемых колес $\omega_{y,k}$:

$$P'_y = mvl_2\omega_{y,k}/L.$$

Чем больше скорость автомобиля и чем резче водитель поворачивает рулевое колесо, тем больше сила P'_y и, как следствие, вероятнее потеря устойчивости автомобилем.

Следовательно, суммарная центробежная сила, действующая на автомобиль во время поворота управляемых колес,

$$P_{\text{сум}} = P'_y + P_y = m(v^2\theta + vl_2\omega_{y,k})/L.$$

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. При входе автомобиля в поворот скорость $\omega_{y,k}$ положительна, и сила P'_y , складываясь с силой P_y , увеличивает опасность опрокидывания или заноса. При выходе из поворота скорость $\omega_{y,k}$ отрицательна, и автомобиль может двигаться с большей скоростью без потери устойчивости. Практически сила P'_y влияет на устойчивость автомобиля лишь в начале первой переходной кривой и в самом конце второй кривой, когда эта сила соизмерима с силой P_y . На участке постоянного радиуса (круговой кривой) она отсутствует, так как $\omega_{y,k} = 0$.

В результате поворота автомобиля вокруг центра тяжести возникает также инерционный момент $M_{\text{и}}$, пропорциональный угловому ускорению и моменту инерции автомобиля. Под действием момента $M_{\text{и}}$ происходит перераспределение поперечных реакций дороги между мостами автомобиля, но обычно влияние этого момента на устойчивость автомобиля сравнительно невелико, и его можно не учитывать.

Определим критические скорости автомобиля по условиям опрокидывания и заноса (рис. 34). 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 (рис. 34, а):

$$0,5GB - P_y h_{\text{ц}} = R_{\text{зв}} B, \quad (87)$$

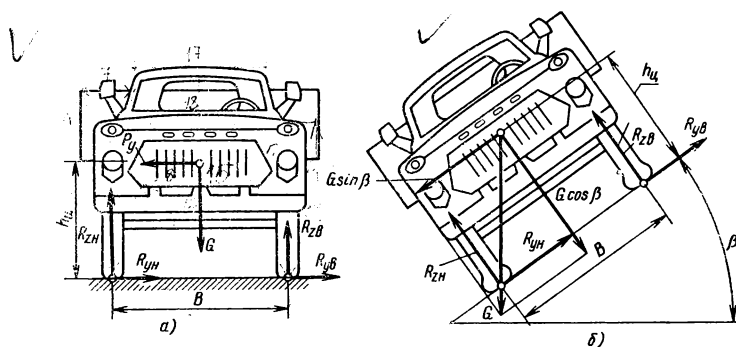


Рис. 34. Схема к расчету показателей поперечной устойчивости: а – критических скоростей; б – критического угла косогора

где R_{zB} – сумма нормальных реакций дороги, действующих на внутренние колеса автомобиля, Н.

В момент начала опрокидывания внутренние колеса автомобиля отрываются от дороги и сумма $R_{zB} = 0$. Тогда

$$0,5GB = P_y h_{ц}$$

Подставив вместо силы P_y ее значение из формулы (86), получим выражение для критической скорости по условиям опрокидывания (в м/с)

$$v_0 = \sqrt{BLg/(2h_{ц}\theta)} = \sqrt{BRg/(2h_{ц})}. \quad (88)$$

В результате действия силы P_y может начаться также скольжение шин по дороге в поперечном направлении. Сумма поперечных реакций P_{yB} и R_{yH} дороги при этом равна сумме сил сцепления с дорогой всех шин автомобиля:

$$R_{yB} + R_{yH} = G\varphi_y = P_y = mv^2\theta/L,$$

где φ_y – коэффициент поперечного сцепления шин с дорогой.

Отсюда критическая скорость по условиям скольжения (в м/с)

$$v_{ск} = \sqrt{L\varphi_y g/\theta} = \sqrt{Rg\varphi_y}. \quad (89)$$

Автомобиль может потерять устойчивость и во время прямолинейного движения, если водитель резко повернет управляемые колеса. Возникающая при этом центробежная сила может быстро достигнуть значения силы сцепления шин с дорогой.

Определим промежуток времени, в течение которого центробежная сила увеличится до опасного предела, предполагая, что водитель поворачивает управляемые колеса с постоянной скоростью. В момент начала скольжения

$$m\omega_{y,k}(v^2t + vl_2)/L = G\phi_y.$$

Откуда время (в с)

$$t = \left(\frac{Lg\phi_y}{v\omega_{y,k}} - l_2 \right) / v.$$

Если скорость автомобиля велика, то резкий поворот управляемых колес вызовет занос автомобиля в течение короткого промежутка времени, который меньше времени реакции водителя, и поэтому он не сумеет погасить начавшийся занос.

При движении автомобиля по дороге с поперечным уклоном потеря устойчивости возможна вследствие действия поперечной составляющей силы тяжести автомобиля, равной $G \sin \beta$ (рис. 34, б). Составим уравнение моментов всех сил относительно оси, проходящей через центры контактов шин наружных колес с дорогой:

$$R_{zв}B + G \sin \beta h_{ц} = 0,5 BG \cos \beta.$$

В момент начала опрокидывания автомобиля реакция $R_{zв} = 0$.

Тогда, разделив правую и левую части последней формулы на $G \cos \beta$, имеем

$$\operatorname{tg} \beta = B/(2h_{ц}).$$

Критический угол косогора по условиям опрокидывания

$$\beta_0 = \operatorname{arctg} (B/2h_{ц}). \quad (90)$$

Возможность автомобиля противостоять опрокидыванию в большой степени зависит от отношения $B/(2h_{ц})$, называемого коэффициентом поперечной устойчивости $\eta_{\text{поп}}$. Ниже приведены средние значения этого коэффициента и соответствующие ему углы β_0 (в скобках) для автомобилей различных типов.

Легковые	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, проектировав все силы на плоскость дороги:

$$G \sin \beta = R_{yв} + R_{yн}.$$

Вместе с тем по условиям сцепления шин с дорогой сумма поперечных реакций в момент начала заноса

$$R_{yв} + R_{yн} = G \cos \beta \cdot \varphi_y.$$

Следовательно, критический угол косогора по условиям заноса

$$\beta_3 = \arctg \varphi_y. \quad (91)$$

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).

§ 34. ЗАНОС ПЕРЕДНЕГО И ЗАДНЕГО МОСТОВ

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 приходится рассматривать устойчивость не всего автомобиля в целом, а одного из его мостов.

Согласно формуле (26) качение колеса без скольжения возможно при условии $R_y \leq \sqrt{R_z^2 \varphi^2 - R_x^2}$. 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 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. 35, а показан автомобиль, у которого передние колеса движутся поступательно со скоростью v_1 , а задние колеса двигаясь со скоростью v_1 , скользят в поперечном направлении со скоростью v_2 . В результате этого задний мост перемещается со скоростью v_3 , что вызывает поворот автомо-

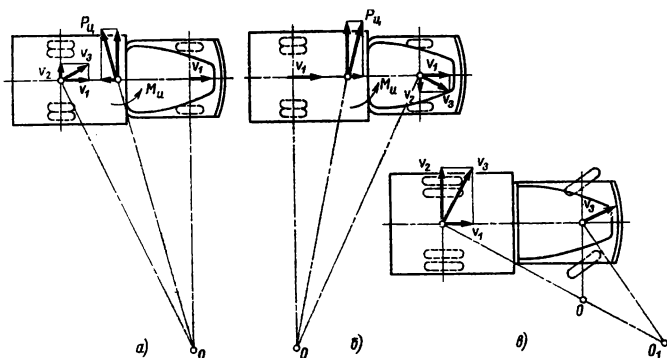


Рис. 35. Занос мостов автомобиля:
 а — заднего; б — переднего; в — гашение заноса

бия вокруг центра O , хотя передние колеса при этом находятся в нейтральном положении. Поперечная составляющая возникающей при этом центробежной силы P_u действует в направлении скольжения заднего моста, повышая скорость v_2 . Это вызывает дальнейшее возрастание центробежной силы, в результате чего занос прогрессирует. Поэтому опаснее занос заднего, а не переднего моста (рис. 35, б), при котором поперечная составляющая силы P_u направлена в сторону, противоположную скорости бокового скольжения v_2 , в результате чего скольжение передних колес автоматически прекращается, и автомобиль не теряет устойчивости.

Для того чтобы устранить занос заднего моста автомобиля, 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. 35, в), 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.

§ 35. ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ФАКТОРОВ НА ПОПЕРЕЧНУЮ УСТОЙЧИВОСТЬ

При определении показателей устойчивости было принято, что автомобиль – 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, мосты). Центр тяжести C (рис. 36, *a*) поддрессоренных масс расположен на расстоянии $l_{1к}$ от переднего моста, на расстоянии $l_{2к}$ от заднего и на высоте h_k от поверхности дороги. Точка C расположена выше центра тяжести автомобиля C_1 , и $h_k > h_{ц}$. Неподдрессоренные массы ведомого моста обычно меньше неподдрессоренных масс ведущего моста, поэтому, например, у заднеприводного автомобиля $l_2 < l_{2к}$.

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 передний или задний мост.

Осью крена называют прямую EE , относительно которой поворачивается кузов при крене. Она проходит через центры крена E_1 и E_2 соответственно передней и задней частей кузова.

Найдем положение центра крена автомобиля с рычажной подвеской (рис. 36, *б*). При неподвижном кузове вертикальные колебания левого колеса вызывают перемещение точек A и B в направлениях, перпендикулярных к рычагам. Мгновенный центр скоростей колеса расположен в точке K , точка B перемещается при этом перпендикулярно линии KL . 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 в плоскости $ГГ$. В рассматриваемом случае он расположен ниже поверхности дороги. Подвеску с параллельным перемещением колес можно рассматривать как рычажную, имеющую бесконечно длинные рычаги. Центр крена при такой подвеске находится на поверхности дороги. У автомобиля с подвеской на продольных листовых рессорах (рис. 36, *в*) центр крена E находится в плоскости DD , проходящей приблизительно через середину высоты верхнего коренного листа рессоры.

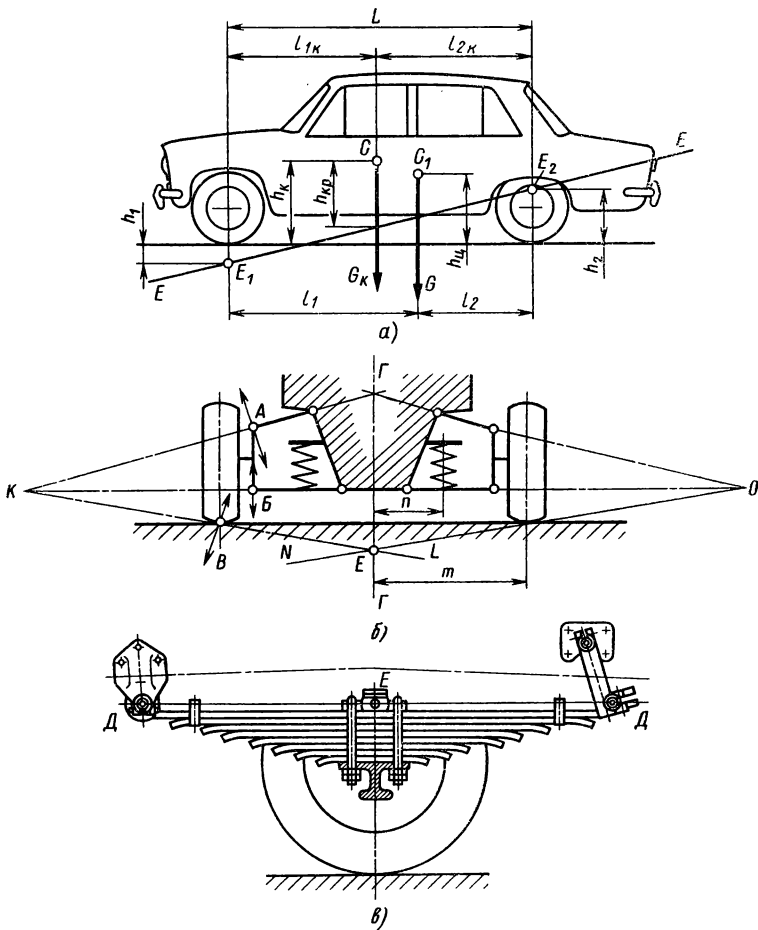


Рис. 36. Расположение центров и оси крена:
 а — ось крена; б — определение центра крена при рычажной независимой подвеске; в — то же при рессорной зависимой подвеске

У легковых автомобилей с передней независимой и задней зависимой подвесками ось крена EE наклонена к дороге (см. рис. 36, а). У грузовых автомобилей, имеющих обе зависимые подвески, ось крена EE расположена примерно параллельно дороге.

Поперечная сила $P_{кy}$, приложенная к центру тяжести кузова, создает на плече крена $h_{кр}$ момент, вызывающий поперечный наклон кузова. Определим угол крена $\Psi_{кр}$ при повороте авто-

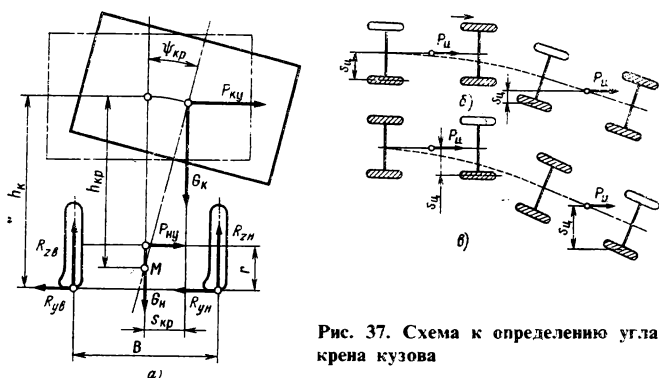


Рис. 37. Схема к определению угла крена кузова

мобиль на горизонтальной дороге (рис. 37, а). К центру тяжести подпрессоренных масс приложены сила тяжести G_k и сила P_{ky} . Точка приложения силы тяжести G_n и центробежной силы P_{ny} неподпрессоренных масс расположена на высоте, равной приблизительно r .

На колеса внутренней стороны автомобиля действуют реакции дороги R_{zb} и R_{yb} , а на колесах внешней стороны — реакции R_{zn} и R_{yn} . Под действием силы P_{ky} кузов автомобиля поворачивается относительно оси крена на угол $\Psi_{кр}$, который обычно не превышает $8...10^\circ$, поэтому можно считать $h_k = \text{const}$. При малых углах $\Psi_{кр}$ поперечное смещение центра тяжести

$$s_{кр} = h_{кр} \text{tg} \Psi_{кр} \approx h_{кр} \Psi_{кр}. \quad (92)$$

Моменты сил P_{ky} и G_k уравнивают момент упругих сил:

$$P_{ky} h_{кр} + G_k s_{кр} = c_{y.a} \Psi_{кр}, \quad (93)$$

где $c_{y.a}$ — угловая жесткость подвески автомобиля, равная отношению момента, вызывающего крен, к углу крена $\Psi_{кр}$, Н·м/рад.

Из выражений (92) и (93) угол крена (в рад.)

$$\Psi_{кр} = P_{ky} h_{кр} / (c_{y.a} - G_k h_{кр}).$$

Для уменьшения крена устанавливают стабилизатор поперечной устойчивости и тем самым повышают угловую жесткость подвески. При крене кузова увеличивается вероятность 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 (88) и (90).

Автомобиль может потерять устойчивость при торможении из-за неравномерного распределения тормозных сил между колесами. Если у автомобиля заторможено лишь одно заднее колесо, например правое (на рис. 37, б заштриховано), а другое (левое) катится свободно, то автомобиль отклоняется вправо от прямолинейного движения. Расстояние $z_{ц}$ при этом уменьшается, следовательно, уменьшается также и поворачивающий момент, создаваемый силой инерции $P_{ц}$. При неисправности одного из передних тормозных механизмов (см. рис. 37, в) плечо момента $z_{ц}$ во время торможения возрастает, что способствует дальнейшему отклонению автомобиля в сторону. Поэтому неисправность передних тормозных механизмов опаснее, чем задних.

§ 36. ПРОДОЛЬНАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ

У современных автомобилей с низко расположенным центром тяжести опрокидывание в продольной плоскости маловероятно и практически исключено. 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. 38). Из условий равновесия тягача имеем

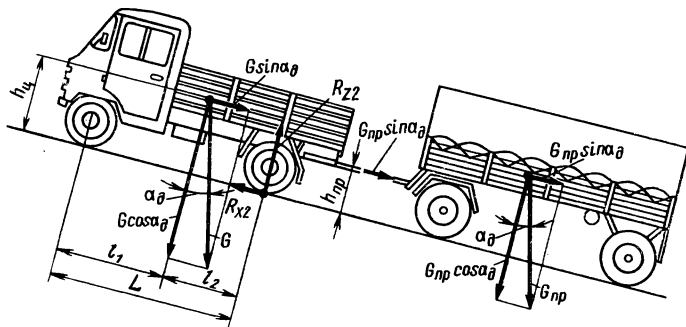


Рис. 38. Схема к определению максимального угла подъема, преодолеваемого автопоездом

$$R_{z2} = [(Gh_{ц} + G_{пп}h_{пп}) \sin \alpha_d + G \cos \alpha_d l_2] / L; \quad (94)$$

$$R_{x2} = (G + G_{пп}) \sin \alpha_d, \quad (95)$$

где $G_{пп}$ – вес прицепа; $h_{пп}$ – высота расположения буксирного крюка.

Максимальная величина касательной реакции ограничена сцеплением шин с дорогой $R_{x2} \leq \varphi_x R_{z2}$.

Подставив в эту формулу значения R_{x2} и R_{z2} согласно выражениям (94) и (95) 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:

$$\operatorname{tg} \alpha_{\text{букс}} = \frac{\varphi_x G l_1}{G(L - \varphi_x h_{ц}) + G_{пп}(L - \varphi_x h_{пп})}.$$

Так как для одиночного автомобиля вес прицепа $G_{пп} = 0$, то для него

$$\operatorname{tg} \alpha_{\text{букс}} = l_1 \varphi_x / (L - \varphi_x h_{ц}). \quad (96)$$

Критический угол подъема в большой степени зависит от коэффициента сцепления. Для автопоездов при $\varphi_x = 0,3$ этот угол не превышает $4 \dots 6^\circ$, для одиночных автомобилей 4×2 он находится в пределах $10 \dots 15^\circ$. Этим объясняется часто наблюдаемое в зимнее время буксование ведущих колес тягача автопоезда на сравнительно пологих подъемах.

Автомобиль со всеми ведущими мостами может преодолевать крутые подъемы без потери продольной устойчивости даже на мокрых и скользких дорогах ($\alpha_{\text{букс}} = 17 \dots 19^\circ$).

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

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?

2. Как изменится максимальная скорость автомобиля по условиям заноса, если на закруглении дороги с тем же радиусом коэффициент сцепления увеличить вдвое?

3. Колея автомобиля равна 2,0 м, а высота центра тяжести $h_{ц} = 0,7$ м. Какая причина потери поперечной устойчивости (без учета крена) более вероятна: занос или опрокидывание, если коэффициент поперечного сцепления шин с дорогой: а) $\varphi_{y} = 0,9$; б) $\varphi_{y} = 0,6$?

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; $h_{кр} = 0,5$ м; $c_{y,a} = 30$ кН·м/град.

ГЛАВА VII УПРАВЛЯЕМОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

Дорожная обстановка непрерывно меняется, требуя от водителя постоянной готовности изменить характер движения автомобиля. Для этого автомобиль должен иметь возможность легко и быстро изменять свое положение на дороге под воздействием водителя.

Управляемость автомобиля оценивают по следующим измерителям: критическая скорость по управляемости; поворачиваемость автомобиля; соотношение углов поворота управляемых колес; стабилизация управляемых колес и их угловые колебания.

§ 37. КРИТИЧЕСКАЯ СКОРОСТЬ ПО УСЛОВИЯМ УПРАВЛЯЕМОСТИ

На рис. 33 показан автомобиль при движении на повороте. Управляемые колеса автомобиля повернуты на угол θ . К переднему мосту приложена толкающая сила P , составляющая P_{x1} которой, параллельная управляемым колесам, при равномерном движении равна силе сопротивления качению $P_{к1} = G_1 f$. Поперечная составляющая силы P

$$P_{y1} = P_{к1} \operatorname{tg} \theta = G_1 f \operatorname{tg} \theta. \quad (97)$$

На передний мост действует также центробежная сила передней части автомобиля, направленная вдоль радиуса R_1 поворота середины переднего моста:

$$P_{ц1} = m_1 v_1^2 / R_1,$$

где m_1 — масса автомобиля, приходящаяся на передний мост, кг; v_1 — скорость движения середины переднего моста, м/с.

Но $v_1 = v R_1 / R$ и $R_1 = R / \cos \theta$, поэтому $P_{ц1} = m_1 v^2 / (R \cos \theta) = m_1 v^2 \operatorname{tg} \theta / (L \cos \theta)$.

Силы P_{y1} и $P_{ц1}$ стремятся вызвать боковое скольжение управляемых колес. Чтобы колеса катились без скольжения, необходимо соблюдение следующего условия:

$$R_{y1} = P_{y1} + P_{ц1} \leq \sqrt{R_{z1}^2 \varphi^2 - R_x^2} \approx G_1 \sqrt{\varphi^2 - f^2}. \quad (98)$$

Сила $P_{ц1}$ прямо пропорциональна квадрату скорости, поэтому скольжение колес наиболее вероятно при большой скорости автомобиля.

Критической скоростью $v_{упр}$ по условиям управляемости называют скорость, с которой автомобиль может двигаться на повороте без поперечного скольжения управляемых колес. Эту скорость определим из выражений (97) и (98):

$$v_{упр} = \sqrt{(\sqrt{\varphi^2 - f^2} / \operatorname{tg} \theta - f) g L \cos \theta}. \quad (99)$$

Если скорость автомобиля больше скорости $v_{упр}$, то управляемые колеса при повороте проскальзывают в поперечном направлении, и поворот колес не изменяет направления движения автомобиля. Чем меньше радиус поворота автомобиля, тем меньше должна быть его скорость.

На дорогах с твердым покрытием коэффициент сцепления φ обычно во много раз больше коэффициента сопротивления качению f , поэтому автомобиль сохраняет управляемость. При движении по дорогам с неровным облесенным покрытием, а также по песку или снегу значения коэффициентов φ и f сближаются, что приводит к снижению критической скорости. Если $\varphi \approx f / \cos \theta$, то подкоренное выражение в формуле (99) равно нулю, и автомобиль может поворачивать лишь с весьма малой скоростью. Если $\varphi < f / \cos \theta$, то скорость $v_{упр}$ является мнимой величиной, и автомобиль становится неуправляемым.

При полном скольжении передних колес, например, в результате торможения, поперечная реакция дороги возникнуть не может, и автомобиль теряет управляемость.

§ 38. УВОД КОЛЕСА И ПОВОРАЧИВАЕМОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

Увод колеса. Качение эластичного колеса, нагруженного поперечной силой, имеет свои особенности, так как та-

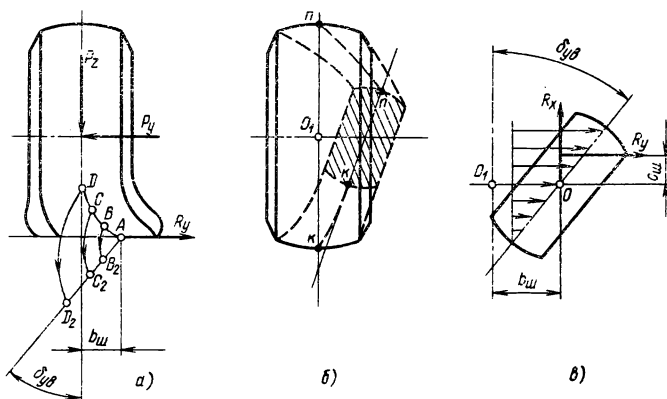


Рис. 39. Увод колеса

кое колесо 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 плоскостью, — углом увода $\delta_{ув}$.

Если приложить к колесу поперечную силу P_y (рис. 39, а), то шина изогнется, и средняя плоскость колеса сместится относительно центра контакта на расстояние $b_{ш}$. 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_2 . При этом средняя плоскость колеса окажется расположенной под углом $\delta_{ув}$ 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 равен $\delta_{ув}$.

Во время увода колеса к передней части контакта приближаются элементы шины, менее деформированные в поперечном направлении (участок kk рис. 39, б), чем к задней (участок nn). 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 (рис. 39, в). Равнодействующая R_y , равная по величине силе P_y , смещена относительно центра контакта на расстояние $c_{ш}$; смещена также на величину $b_{ш}$ и касательная реакция R_x дороги. В результате увода проекция центра колеса на плоскость дороги (точка O_1) не совпадает с центром контакта

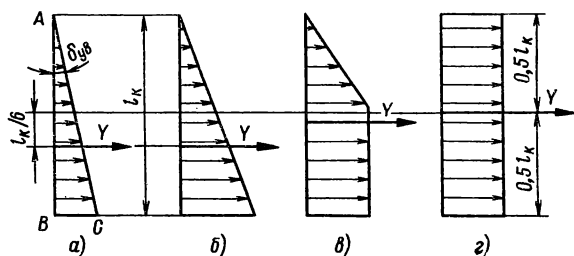


Рис. 40. Эпюры элементарных поперечных реакций при различных значениях силы

O , а силы R_x и R_y создают моменты, стремящиеся повернуть колесо вокруг шкворня.

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. 40, а). Увеличение силы P_y вызывает вначале лишь увеличение площади эпюры (рис. 40, 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. 40, в). Когда сила P_y достигает значения силы сцепления $P_{сц}$, все пятно контакта смещается в поперечном направлении (рис. 40, г), после чего реакция R_y остается равной $R_z \phi_y$, а увод колеса сопровождается одновременным проскальзыванием шины относительно дороги.

Площадь эпюры ABC в масштабе представляет собой поперечную реакцию R_y дороги. При малых значениях поперечной силы (рис. 40, а)

$$R_y = c_{yв} 0,5 AB \cdot BC = 0,5 c_{yв} l_k^2 \operatorname{tg} \delta_{yв} \approx 0,5 c_{yв} l_k^2 \delta_{yв},$$

где $c_{yв}$ — коэффициент пропорциональности; l_k — длина контакта шины с дорогой.

Поскольку $c_{yв}$ и l_k постоянны, то постоянна и дробь $0,5 c_{yв} l_k^2$. Вследствие этого зависимость между силой R_y и углом $\delta_{yв}$ можно написать следующим образом:

$$R_y = k_{yв} \delta_{yв},$$

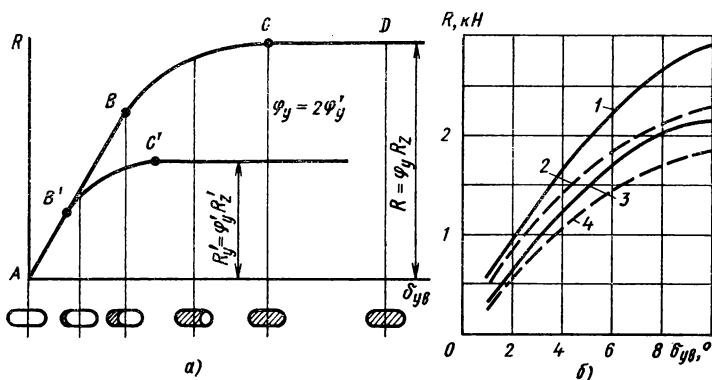


Рис. 41. Зависимость между поперечной реакцией дороги и углом увода

где $k_{yв}$ – коэффициент сопротивления уводу, Н/рад, показывающий, какую по величине поперечную силу нужно приложить к колесу, чтобы оно катилось с углом увода, равным 1 рад.

Для малых углов увода (до $4...6^\circ$) коэффициент $k_{yв}$ приближенно можно считать постоянным. Для шин легковых автомобилей $k_{yв} = 15...40$ Н/рад, а для шин грузовых автомобилей и автобусов $k_{yв} = 30...100$ Н/рад.

На рис. 41, а показан график зависимости поперечной реакции дороги R_y от угла увода $\delta_{yв}$, в нижней части которого изображены контактные отпечатки шины (зоны скольжения заштрихованы). На участке AB ($\delta_{yв} < 4...6^\circ$) скольжение практически отсутствует, и зависимость $R_y = f(\delta_{yв})$ можно считать линейной. В точке C ($\delta_{yв} = 12...15^\circ$) все пятно контакта скользит по дороге, поперечная реакция остается постоянной и зависимость $R_y = f(\delta_{yв})$ характеризуется горизонтальной линией CD . На участке BC эта зависимость нелинейна вследствие частичного проскальзывания пятна контакта.

Чем меньше коэффициент сцепления φ_y , тем меньше поперечная сила, вызывающая скольжение колеса. Так, для кривой ABC значение φ_y приблизительно вдвое больше, чем для кривой $AB'C'$.

На рис. 41, б приведены экспериментальные зависимости угла увода от поперечной силы для шины размером 6,40–13 при двух значениях воспринимаемой ею вертикальной нагрузки: 6 кН (кривые 1 и 2) и 2 кН (кривые 3 и 4) при различном давлении воздуха в шине (сплошные кривые – давление 0,17 МПа,

штриховые — давление 0,12 МПа). Как видно, зависимость $R_y = f(\delta_{yв})$ в действительности имеет более сложную форму, чем кривые, показанные на рис. 41, 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 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: при качении колеса с уводом $6...7^\circ$ она может быть в несколько раз больше силы, которую нужно приложить к нему при качении без увода.

Поворачиваемость автомобиля. Поворачиваемостью называют свойство автомобиля изменять направление движения без поворота управляемых колес. Есть две основных причины поворачиваемости: увод колес, вызываемый поперечной эластичностью шин, и поперечный крен кузова, связанный с эластичностью подвески. Соответственно различают шинную поворачиваемость и креновую поворачиваемость автомобиля.

При наличии увода центр поворота автомобиля находится не в точке O , как у автомобиля с жесткими шинами (рис. 42, а), а в точке O_1 , т. е. в месте пересечения перпендикуляров к векторам скоростей v_1 и v_2 , тогда

$$L = R_3 \operatorname{tg}(\theta - \delta_1) + R_3 \operatorname{tg} \delta_2,$$

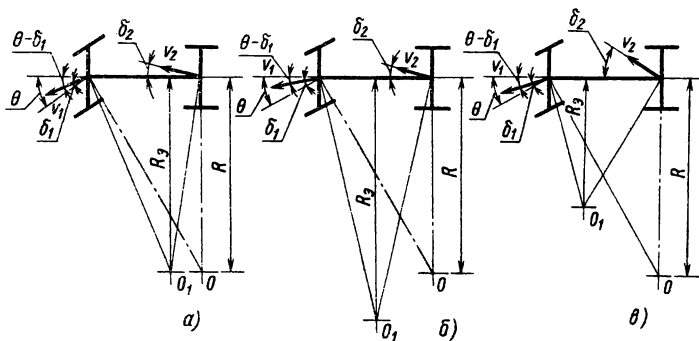


Рис. 42. Схема движения автомобилей с различной степенью поворачиваемости

где δ_1 и δ_2 — углы увода соответственно переднего и заднего мостов.

Так как углы θ , δ_1 и δ_2 обычно невелики, то радиус

$$R_3 = \frac{L}{\operatorname{tg}(\theta - \delta_1) + \operatorname{tg} \delta_2} \approx \frac{L}{\theta - \delta_1 + \delta_2}. \quad (100)$$

Для автомобиля с жесткими шинами $\delta_1 = \delta_2 = 0$, и для радиуса поворота справедлива формула (85).

Таким образом, траектория движения автомобиля с жесткими шинами зависит только от угла θ . У автомобиля же с эластичными шинами на нее влияют углы δ_1 и δ_2 , которые, в свою очередь, зависят от θ , v и других факторов. При наличии увода автомобиль может двигаться криволинейно, даже при $\theta = 0$. Кривизна траектории зависит от соотношения углов δ_1 и δ_2 . Если $\delta_1 = \delta_2$, то шинную поворачиваемость автомобиля называют **нейтральной**. Хотя при этом согласно формуле (100) $R_3 = R$, но 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 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 прямолинейно под углом δ_{yb} к прежнему направлению движения даже при $\theta = 0$.

Если $\delta_1 > \delta_2$, то $R_3 > R$, 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 шинную поворачиваемость автомобиля называют **недостаточной**. Под действием поперечной силы P_y (рис. 42, б) при прямолинейном движении передний мост автомобиля с недостаточной поворачиваемостью в результате увода движется под углом δ_1 к прежнему направлению движения, а задний мост — под углом δ_2 . Автомобиль поворачивается 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 шинной поворачиваемостью устойчиво сохраняет прямолинейное направление движения.

Если угол $\delta_1 < \delta_2$, то $R_3 < R$, и для движения автомобиля с эластичными шинами по кривой радиусом R управляемые ко-

леса нужно повернуть на угол меньший чем при жестких шинах. В этом случае поворачиваемость автомобиля называют **излишней**. Если к автомобилю с излишней поворачиваемостью приложить поперечную силу, то он тоже будет двигаться криволинейно (рис. 42, в). Однако составляющая $P_{цy}$ в этом случае направлена в ту же сторону, что и 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 шинной поворачиваемостью более устойчив и лучше сохраняет направление движения, чем автомобиль с излишней поворачиваемостью.

Для количественной оценки шинной поворачиваемости автомобиля служит коэффициент поворачиваемости

$$\eta_{пов} = \frac{G_2}{k_{yB2}} : \frac{G_1}{k_{yB1}} = \frac{G_2 k_{yB1}}{G_1 k_{yB2}},$$

где k_{yB1} и k_{yB2} — коэффициенты сопротивления уводу соответственно переднего и заднего мостов автомобиля.

При излишней поворачиваемости $\eta_{пов} > 1$, при нейтральной $\eta_{пов} = 1$, а при недостаточной $\eta_{пов} < 1$.

У автомобиля с передним расположением двигателя и задним ведущим мостом коэффициент $\eta_{пов}$ в ненагруженном состоянии обычно меньше, а при полной нагрузке — больше единицы. У автомобилей с задним расположением двигателя (ЗАЗ — 968А «Запорожец») $\eta_{пов} > 1$ и в ненагруженном состоянии. Показатель $\eta_{пов}$ является приближенным, так как в процессе движения автомобиля значение коэффициентов k_{yB} меняется в широких пределах.

Креновая поворачиваемость автомобиля зависит от конструкции его подвески. На рис. 43 показан задний мост с рессорной подвеской автомобиля, который поворачивает направо. 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 $P_{кy}$ 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 (в точку B). В результате задний мост поворачивается в горизонтальной плоскости, как показано штриховой линией.

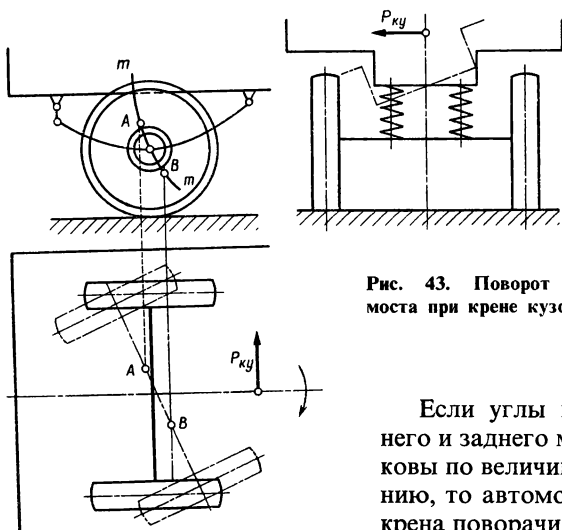


Рис. 43. Поворот заднего моста при крене кузова

Если углы поворота переднего и заднего мостов не одинаковы по величине или направлению, то автомобиль вследствие крена поворачивает, хотя передние колеса остаются в нейтральном положении.

Так, при действии одной и той же силы P_y автомобиль *A* на рис. 44 повернет вправо, а автомобиль *B* — влево.

Возникающая при повороте центробежная сила $P_{ц}$ у автомобиля *A* направлена противоположно возмущающей силе P_y , а у автомобиля *B* — в ту же сторону. Поэтому автомобиль

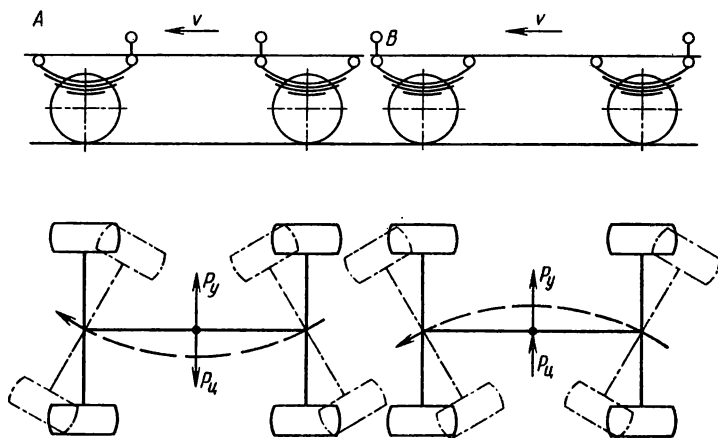


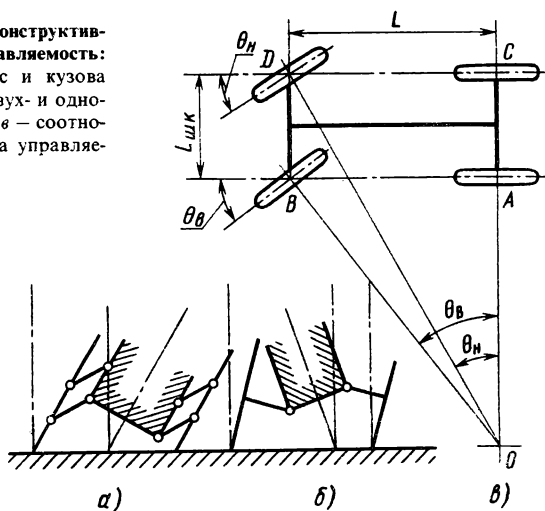
Рис. 44. Креновая поворачиваемость автомобиля

А лучше сохраняет направление движения под действием поперечных возмущающих сил. По аналогии с шинной поворачиваемостью можно сказать, что автомобиль А имеет недостаточную, а автомобиль В — излишнюю креновую поворачиваемость.

У автомобиля с излишней креновой поворачиваемостью, на который действует поперечная сила, кривизна траектории непрерывно увеличивается. Это приводит к росту центробежной силы и дальнейшему уменьшению радиуса поворота. Однако максимальное значение угла поперечного крена обычно ограничено упорами, предусмотренными в конструкции подвески, поэтому креновая поворачиваемость кузова не может увеличиваться беспредельно.

Креновая поворачиваемость автомобиля тесно связана с шинной поворачиваемостью, так как увод колеса возникает не только под действием сил и моментов, но и при наклоне колеса к вертикали (развале). Если направление поперечной силы совпадает с направлением развала, то увод возрастает. Один градус угла развала вызывает угол увода в $10...20'$. У автомобилей с независимой подвеской колес на поперечных рычагах крен кузова вызывает изменение развала. При двухрычажной подвеске (рис. 45, а) колеса наклоняются в сторону крена кузова и направления поперечной силы, что увеличивает общий увод моста. При однорычажной подвеске (рис. 45, б) колеса наклоняются в сторону, противоположную крену кузова и навстречу

Рис. 45. Влияние конструктивных факторов на управляемость: а и б — наклон колес и кузова соответственно при двух- и однорычажной подвеске; в — отношение углов поворота управляемых колес



поперечной силе, в этом случае общий увод моста, как правило, уменьшается.

Для получения недостаточной поворачиваемости автомобиля необходимо, чтобы угол увода переднего моста был больше угла увода заднего моста. Поэтому у легковых автомобилей наиболее распространена передняя независимая подвеска на двух рычагах. Заднюю подвеску выполняют зависимой или же (значительно реже) независимой на одном поперечном рычаге. Никогда не применяют однорычажную подвеску для переднего моста и двухрычажную для заднего, так как это приводит к резкому ухудшению управляемости. Таким образом, в зависимости от конструкции подвески, креновая поворачиваемость может либо усиливать, либо ослаблять влияние шинной поворачиваемости.

При движении автомобиль с излишней поворачиваемостью может потерять управляемость. Чтобы объяснить это положение, определим из формулы (100) угол поворота управляемых колес (в рад):

$$\theta = L/R_3 - (\delta_1 - \delta_2). \quad (101)$$

Углы увода δ_1 и δ_2 пропорциональны поперечным силам P_{y1} и P_{y2} , которые, в свою очередь, пропорциональны квадрату скорости:

$$\delta_1 = P_{y1}/k_{yв1} = m_1 v^2 / (R_3 k_{yв1}); \quad (102)$$

$$\delta_2 = P_{y2}/k_{yв2} = m_2 v^2 / (R_3 k_{yв2}), \quad (103)$$

где $k_{yв1}$ и $k_{yв2}$ — 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 (101), которая при определенной так называемой **критической скорости** $v_{ув}$ оказывается равной нулю. При этой скорости автомобиль может двигаться криволинейно, хотя его управляемые колеса находятся в нейтральном положении. Если скорость больше $v_{ув}$, то $(\delta_2 - \delta_1) > L/R_3$, 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 (101) разность углов δ_2 и δ_1 , полученную из выражений (102) и (103), тогда

$$\delta_2 - \delta_1 = (m_2/k_{yB2} - m_1/k_{yB1})v^2/R_3 = (L/R_3).$$

Следовательно, критическая скорость (в м/с)

$$v_{yB} = \sqrt{L/(m_2/k_{yB2} - m_1/k_{yB1})}.$$

У автомобиля с недостаточной или нейтральной поворачиваемостью критическая скорость отсутствует, так как при $\delta_1 > \delta_2$ подкоренное выражение отрицательно и скорость v_{yB} 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_{yB1} . Кроме того, центр тяжести автомобиля немного смещают в сторону переднего моста, что увеличивает часть центробежной силы, действующую на управляемые колеса.

§ 39. СООТНОШЕНИЕ УГЛОВ ПОВОРОТА УПРАВЛЯЕМЫХ КОЛЕС

При повороте автомобиля векторы скоростей центров всех колес перпендикулярны радиусам, проведенным из центра поворота (рис. 45, в). У автомобиля, имеющего жесткие в поперечном направлении шины, векторы скоростей совпадают со средними плоскостями колес и центр поворота O находится на продолжении оси заднего моста. Соотношение между углами поворота θ_n и θ_B соответственно наружного и внутреннего колес определим из треугольников OAB и OCD :

$$\operatorname{ctg} \theta_n = OC/L; \quad \operatorname{ctg} \theta_B = OA/L.$$

Вычитая из первого равенства второе, получаем

$$\operatorname{ctg} \theta_n - \operatorname{ctg} \theta_B = (OC - AC)/L = L_{шк}/L, \quad (104)$$

где $L_{шк}$ — расстояние между центрами шкворней, равное приблизительно колее управляемых колес, м.

Из равенства (104) следует, что колесо, внутреннее по отношению к центру поворота, должно быть повернуто на больший угол, чем внешнее. Чтобы обеспечить требуемое соотношение между углами поворота управляемых колес, их соединяют ру-

левой трапецией. Однако точного выполнения равенства (104) трапеция не обеспечивает. Поэтому при проектировании трапеции считают достаточным, если при значениях $\theta_{\text{в}} = 5...8^\circ$ расхождение между теоретическим и действительным значениями $\theta_{\text{н}}$ не превышает $12...15'$, а при $\theta_{\text{в}} = 25...30^\circ$ — не более 3° . При углах поворота до $12...15^\circ$ зависимость $\theta_{\text{н}} = f(\theta_{\text{в}})$ близка к линейной, что позволяет вместо углов $\theta_{\text{в}}$ и $\theta_{\text{н}}$ использовать в расчетах средний угол θ , равный их полусумме, как было сделано выше.

Если на автомобиле установлены эластичные в поперечном направлении шины, то векторы скоростей центров колес не совпадают со средними плоскостями колес. Изменяется также и соотношение углов поворота управляемых колес, которые обеспечивают качение их без бокового скольжения. В этом случае выражение (104) принимает следующий вид:

$$\operatorname{ctg} \theta_{\text{н}} - \operatorname{ctg} \theta_{\text{в}} = \frac{L_{\text{шк}} [L - (m_2/k_{\text{уб}2}) v^2]}{[L - (m_2/k_{\text{уб}2} - m_1/k_{\text{уб}1}) v^2]^2}. \quad (105)$$

Из сопоставления формул (104) и (105) следует, что у автомобиля с эластичными шинами по мере увеличения скорости должно изменяться также соотношение углов поворота колес. Однако это может быть достигнуто только при автоматическом регулировании рулевого привода, введение которого уложит конструкцию автомобиля.

§ 40. КОЛЕБАНИЯ УПРАВЛЯЕМЫХ КОЛЕС

Во время движения управляемые колеса автомобилей, имеющих зависимую подвеску, могут колебаться вместе с передним мостом в вертикальной плоскости, а вместе с рулевой трапецией — вокруг шкворней (осей поворота) в горизонтальной плоскости.

Угловые колебания управляемых колес вокруг шкворней 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 колебания колес, т. е. такие, которые непрерывно повторяются (самовозбуждаются). В случае наклона управляемых колес в вертикальной плоскости, например, при наезде одного из них на неровность дороги (рис. 46, а), возникает момент M'_r , действующий в горизонтальной плоскости. Под действием этого момента колеса поворачи-

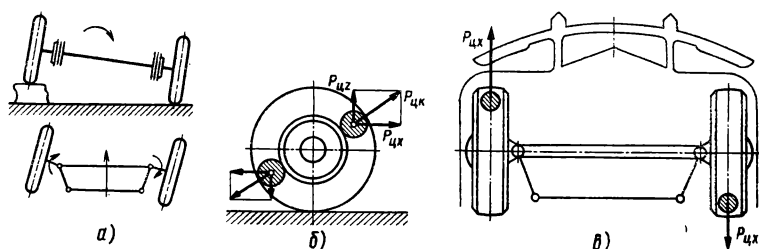


Рис. 46. Колебания управляемых колес:
 а — связь между вертикальными и угловыми колебаниями колес; б — силы, действующие на неуравновешенное колесо; в — схема возникновения поворачивающего момента

ваются относительно шкворней, сжимая амортизационные пружины рулевого привода. Поворот колес вызывает появление момента M'_r , действующего в вертикальной плоскости и стремящегося увеличить наклон колес. Таким образом, перекос переднего моста вызывает угловые колебания колес, которые в свою очередь усиливают перекос моста. Возникнув, колебания продолжают и после того, как колесо съехало с неровности.

Основным средством уменьшения угловых колебаний колес является применение независимой передней подвески. В этом случае при вертикальных 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 качении неуравновешенного колеса появляется центробежная сила $P_{цк}$ (рис. 46, б), 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 вливание 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. 46, в). В этом случае поворачивающие мо-

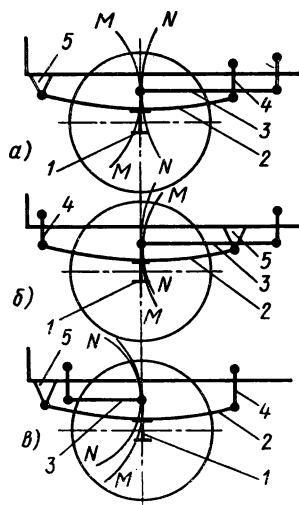
Рис. 47. Колебания колес:

a — серьга рессоры расположена сзади; *б* — серьга рессоры расположена спереди; *в* — рулевой механизм установлен перед передней осью

менты, действующие на колеса, складываются, и угловые колебания становятся особенно сильными.

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 возрастает.

Влияние управляемых колес может быть обусловлено наличием двойной связи этих колес с кузовом автомобиля (через рулевой привод и подвеску). При прогибах рессоры 2 (рис. 47, *a*), соединенной с рамой спереди простым шарниром 5, а сзади — серьгой 4, передний мост 1 перемещается по дуге *MM*, причем ось его качания 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 утомление водителя. Для уменьшения влияния колес нужно сблизить траектории движения передней оси и переднего конца продольной рулевой тяги. С этой целью передний конец рессоры иногда соединяют с рамой серьгой, а задний — простым шарниром (47, *б*). Часто рулевой механизм располагают перед передней осью, как показано на рис. 47, *в*.



§ 41. СТАБИЛИЗАЦИЯ УПРАВЛЯЕМЫХ КОЛЕС

Стабилизацией управляемых колес называют их свойство сохранять нейтральное положение (занимаемое ими при прямолинейном движении) и автоматически в него возвращаться.

Проекция оси шкворня на плоскость дороги (линия OA) образует с осью Oy угол $\lambda_{ш}$, который определяется из выражения

$$\sin \lambda_{ш} = \sin \gamma_{ш} / \sin \mu_{ш} \approx \gamma_{ш} / \mu_{ш}.$$

Ось шкворня пересекает плоскость дороги (плоскость xOy) в точке A .

Расстояние OC центра шкворня от дороги равно r , следовательно,

$$OA = r \sin \mu_{ш} \approx r \mu_{ш}.$$

Согласно рис. 48, б моменты реакций R_x и R_y относительно точки A

$$M_x = R_x (l_{ц} - m) = R_x [l_{ц} - \mu_{ш} r \cos (\theta + \lambda_{ш})]; \quad (106)$$

$$M_y = R_y r \mu_{ш} \sin (\theta + \lambda_{ш}), \quad (107)$$

где $l_{ц}$ — длина поворотной цапфы (расстояние от центра C шкворня до средней плоскости колеса).

Для определения момента реакции R_z разложим ее на силу R'_z , параллельную оси шкворня, и на силу $R_z \operatorname{tg} \mu_{ш} \approx R_z \mu_{ш}$, лежащую в плоскости дороги. Сила R'_z не создает момента относительно точки A , а момент силы $R_z \mu_{ш}$

$$M_z = R_z \mu_{ш} l_{ц} = R_z \mu_{ш} l_{ц} \sin (\theta + \lambda_{ш}). \quad (108)$$

Такие же моменты действуют на внешнее (левое) колесо. Однако при повороте правого колеса в положительном направлении (вправо) левое колесо поворачивается в отрицательном направлении, т. е. не влево, а также вправо. Поэтому при определении моментов, действующих на внешнее колесо, в формулах (106) — (108) вместо θ берут $-\theta$.

На рис. 48, в показаны силы и моменты, действующие на управляемые колеса автомобиля. Точки пересечения осей шкворней с поверхностью дороги обозначены буквами A_B и A_H . Моменты касательных реакций дороги R_{xB} и R_{xH} относительно этих точек направлены в разные стороны и частично взаимно уравновешиваются так же, как и моменты составляющих $R_{zB} \mu_{ш}$ и $R_{zH} \mu_{ш}$ вертикальных реакций. Поэтому влияние моментов этих сил на стабилизацию незначительно. Моменты поперечных реакций дороги R_{yB} и R_{yH} направлены в одну сторону и,

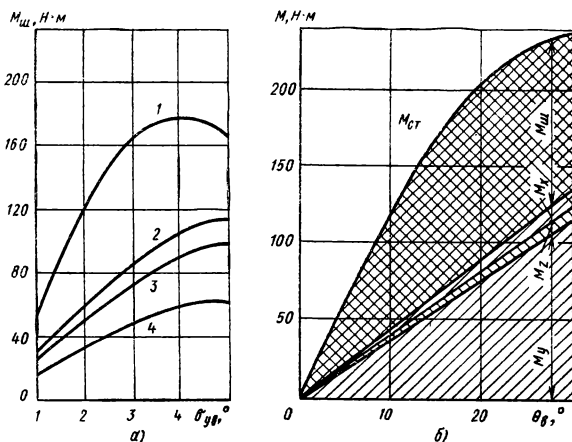


Рис. 49. Стабилизирующий момент:

а – при установке шин различного размера; б – легкового автомобиля; 1 – шина 7,50–16; 2 – шина 6,00–15; 3 – шина 7,50–15; 4 – шина 6,00–16

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 $R_x b_{ш}$ и $R_y c_{ш}$ (см. рис. 39, б). Сумму моментов $M'_x + M'_y$ называют стабилизирующим моментом шины $M_{ш}$.

На рис. 49, а даны экспериментальные зависимости момента $M_{ш}$ от угла увода колеса $\delta_{ув}$ для некоторых моделей отечественных шин. С возрастанием угла увода стабилизирующий момент шины вначале увеличивается, а затем, достигнув наибольшего значения, уменьшается. Такое изменение кривых объясняется тем, что возрастание углов увода связано, с одной стороны, с увеличением поперечной силы R_y и ее момента $R_y c_{ш}$, а с другой стороны – с увеличением силы сопротивления качению и поперечного смещения шины. Моменты $R_x b_{ш}$ и $R_y c_{ш}$ направлены в разные стороны, что уменьшает момент $M_{ш}$ при больших углах увода.

Сложив все моменты, которые действуют на управляемые колеса, получим стабилизирующий момент $M_{ст}$, приведенный к рычагу рулевой трапеции. На рулевой рычаг действует также момент $M_{р.у}$ сил сопротивления в рулевом управлении, который противодействует движению деталей. При входе автомобиля в поворот водитель должен создать на рулевом колесе

момент такой величины, чтобы преодолеть суммарный момент $M_{ст} + M_{р.у}$. Поэтому для облегчения управления автомобилем момент $M_{ст}$ не должен быть особенно большим.

Если при выходе автомобиля из поворота водитель отпустит рулевое колесо, то передние колеса под действием разности моментов $M_{ст} - M_{р.у}$ будут стремиться возвратиться в нейтральное положение.

Когда стабилизирующий момент достигнет значения момента трения $M_{р.у}$, возвращение колес в нейтральное положение прекращается, хотя колеса его еще не достигли и остаются повернутыми на некоторый угол. 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. Стабилизацию колес в этом случае в основном обеспечивает момент $M_{р.у}$, препятствующий произвольному выходу колес из нейтрального положения.

На рис. 49,б показано изменение момента $M_{ст}$ и его составляющих в зависимости от угла поворота θ_v внутреннего управляемого колеса легкового автомобиля ($\beta_{ш} = 6^\circ$; $\gamma_{ш} = 3,5^\circ$). При таком соотношении углов наклона шкворня наибольшее значение имеют моменты $M_{ш}$ и M_y . 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_y . 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

1. Определить критическую скорость автомобиля по условиям управляемости, если $\theta = 20^\circ$ ($\sin 20^\circ = 0,364$; $\cos 20^\circ = 0,94$); $\varphi = 0,2$; $f = 0,04$.

2. Какова критическая скорость по условиям увода автомобиля, характеризуемого следующими данными: $k_{\text{вб}1} = 50$ кН/рад; $k_{\text{вб}2} = 60$ кН/рад; $m_1 = 890$ кг; $m_2 = 720$ кг. Какой поворачиваемостью обладает автомобиль?

ГЛАВА VIII

ПРОХОДИМОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

§ 42. 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 на бездорожье, 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 стиль вождения автомобиля. Скорость движения автомобилей по бездорожью значительно ниже, чем на дорогах с твердым покрытием.

В зависимости от проходимости автомобиля условно делят на три группы. В основу классификации положена так называемая *колесная формула*, состоящая из двух цифр: первая цифра соответствует общему числу колес автомобиля, а вторая — числу ведущих колес. Так, например, колесная формула автомобиля ЗИЛ-130 имеет вид 4×2 , автомобиля ГАЗ-66 — 4×4 , автомобиля ЗИЛ-133 — 6×4 , автомобиля ЗИЛ-131 — 6×6 .

К первой группе относятся автомобили ограниченной (нормальной) проходимости 4×2 и 6×2 , ко второй — автомобили повышенной проходимости 4×4 , 6×4 и 6×6 , к третьей — автомобили высокой проходимости типа 8×8 , имеющие специальную компоновку. При специальной конструкции автомобилей 4×4 и 6×6 имеют практически такую же проходимость, как автомобили третьей группы.

Геометрические показатели проходимости. Рассмотрим геометрические показатели, характеризующие проходимость авто-

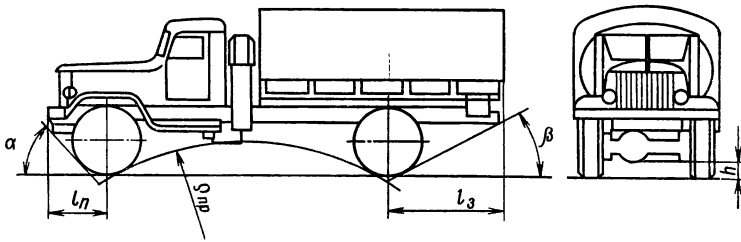


Рис. 50. Геометрические показатели проходимости автомобиля

мобилиа в вертикальной плоскости. Их обычно определяют применительно к статическому положению автомобиля.

Дорожный просвет — это расстояние h между нижней точкой автомобиля и плоскостью дороги (рис. 50), которое характеризует возможность движения автомобиля без задевания сосредоточенных препятствий (камней, пней и т. п.).

Углы переднего α и заднего β свеса, а также *передний l_p 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 α и β проводят касательные к внешним окружностям шин передних и задних колес и к наиболее удаленным точкам передней и задней частей автомобиля.

Передний (задний) свес автомобиля определяется расстоянием от крайней точки контура передней (задней) выступающей части автомобиля по длине до плоскости, перпендикулярной опорной поверхности и проходящей через центры передних (задних) колес автомобиля.

Продольный радиус $\rho_{пр}$ проходимости определяет очертания препятствия, которое, не задевая, может преодолеть автомобиль. Продольный радиус проходимости равен радиусу окружности, проведенной касательно к внешним окружностям шин и наиболее низкой точке автомобиля, в пределах базы. Чем меньше этот радиус, тем лучше проходимость автомобиля. Уменьшая, например, базу автомобиля, можно уменьшить радиус $\rho_{пр}$. Ниже приведены радиусы $\rho_{пр}$ (в м) продольной проходимости для некоторых автомобилей:

Легковые 4×2	3,2...8,3
Грузовые 4×2	2,7...5,5
То же $4 \times 4, 6 \times 4, 6 \times 6$	1,9...3,6

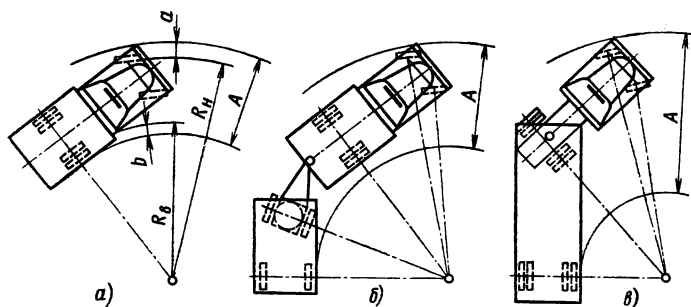


Рис. 51. Показатели маневренности:

a – одиночного автомобиля; b – тягача с прицепом; c – тягача с полуприцепом

Геометрические параметры проходимости отечественных автомобилей достаточно высоки и превосходят по своим значениям параметры однотипных зарубежных образцов. Однако это приводит к увеличению массы и повышению аэродинамических сопротивлений автомобиля.

Свойство автомобиля поворачиваться на минимальной площади называют *маневренностью*. Это свойство характеризует проходимость автомобиля в горизонтальной плоскости.

Показатели маневренности автомобиля следующие: минимальный радиус поворота наружного переднего колеса R_n (рис. 51, a), ширина полосы движения A , которую занимает автомобиль при повороте, и максимальный выход отдельных частей автомобиля за пределы траектории движения наружного переднего и внутреннего заднего колес (расстояния a и b).

Максимальную ширину полосы движения (в м) определяют по формуле

$$A = R_n - R_b + a + b,$$

где R_b – минимальный радиус поворота внутреннего заднего колеса, м.

Наиболее маневренны одиночные автомобили со всеми управляемыми колесами. При буксировании прицепов маневренность автомобиля несколько ухудшается, так как прицеп и полуприцеп смещаются к центру поворота (рис. 51, b и c) и ширина полосы движения увеличивается. Ширина полосы движения автопоезда растет с увеличением числа буксируемых прицепов, базы прицепа и длины дышла.

§ 43. ОПОРНЫЕ И 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 часто характеризуются повышенным сопротивлением движению. Чтобы преодолеть его, автомобили должны иметь большую силу тяги и больший динамический фактор, чем автомобили, эксплуатируемые на хороших дорогах. Для увеличения силы тяги в трансмиссию автомобилей высокой проходимости вводят дополнительную коробку передач (демультипликатор). Увеличить динамический фактор можно также снижением массы автомобиля, однако это приводит к уменьшению массы перевозимого груза.

Сцепной вес $G_{сц}$ 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 $G_{сц}/G_a$ 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 автомобилей со всеми ведущими мостами отношение $G_{сц}/G_a = 1$, а $D_{max} = 0,6...0,8$.

Основным показателем проходимости автомобиля по дорогам с мягким покрытием является давление (в Па) колес на дорогу, которое определяют по формуле

$$p = G_k / F_k,$$

где G_k — вес автомобиля, воспринимаемый колесом, Н; F_k — площадь контакта колеса с дорогой, м².

На рис. 52, а приведен график изменения площади контакта F_k шины 12,00 — 18 в зависимости от давления воздуха $p_{ш}$ в ней при движении автомобиля по снежной целине. По мере уменьшения давления воздуха площадь контакта увеличивается, а давление на опорную поверхность снижается до 0,07...0,08 МПа.

На рис. 52, б показаны графики изменения силы сопротивления дороги P_d автомобиля типа 6 × 6 с шинами 12,00 — 18 при

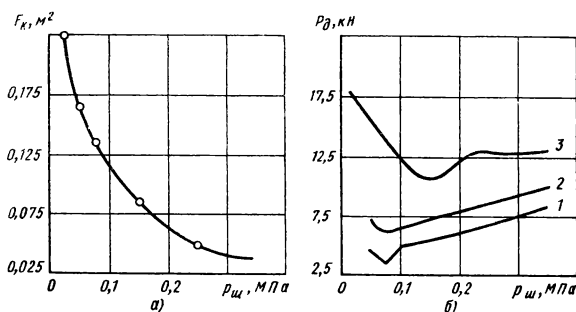


Рис. 52. Влияние давления воздуха в шине: а — на площадь контакта ее с дорогой; б — на силу сопротивления движению автомобиля; 1 — песок; 2 — заболоченная луговина; 3 — сырая снежная целина

различном давлении воздуха $p_{ш}$ в них. Силы сопротивления движению автомобиля по песку и заболоченной луговине достигают наименьших значений при $p_{ш} = 0,075$ МПа, по снегу — при $p_{ш} = 0,15$ МПа.

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 начинает буксовать. Поэтому для повышения проходимости 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

$$P_{\text{тmax}} = \sigma F_{\text{к}},$$

где σ — напряжение среза в грунте, Па.

Когда напряжения среза больше напряжения, которое может выдерживать грунт, происходит срезание грунта и колесо пробуксовывает.

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 контак-

та. 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 имеют ограниченный пробег. 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.

§ 44. ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКЦИИ АВТОМОБИЛЯ НА ЕГО ПРОХОДИМОСТЬ

Ведомые и ведущие колеса. Ведомые колеса значительно хуже преодолевают вертикальные препятствия, чем ведущие.

На рис. 53, а показана схема сил, действующих на ведомое (переднее) колесо автомобиля при преодолении им вертикального препятствия высотой h .

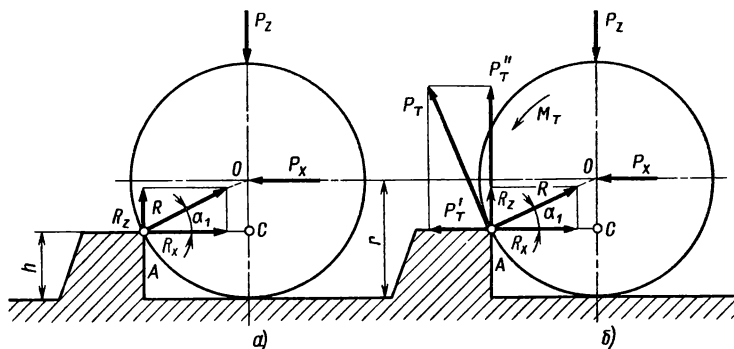


Рис. 53. Схема сил, действующих на передние колеса при преодолении ими вертикального препятствия:

а — ведомое колесо; б — ведущее колесо

На колесо действуют толкающая сила P_x , воспринимаемая передним колесом от рамы автомобиля, и реакции R препятствия.

Из условий равновесия колеса имеем

$$R_z = P_z; \quad R_x = P_x.$$

Силы, действующие на колесо, связаны между собой равенствами

$$R_z = R_x \operatorname{tg} \alpha_1 = P_x \operatorname{tg} \alpha_1; \quad P_x = P_z / \operatorname{tg} \alpha_1.$$

Определим значение $\operatorname{tg} \alpha_1$ из треугольника AOC :

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = OC/AC = (r - h) / \sqrt{2rh - h^2};$$

следовательно,

$$P_x = P_z / \operatorname{tg} \alpha_1 = P_z \sqrt{2rh - h^2} / (r - h). \quad (109)$$

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. 53, 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 R_x и R_z . Спроектировав все силы на вертикальную и горизонтальную оси, получим $P_x = R_x - P_T'$; $P_z = R_z + P_T''$.

Возникновение дополнительной силы P_T'' позволяет ведущему колесу преодолевать препятствие высотой, равной радиусу колеса, а сила P_T' уменьшает составляющую силы сопротивления движению R_x .

Колес 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 колеей передних сопротивление движению больше, чем при их совпадении. Несовпадение колеи может быть как у автомобилей со всеми одинарными колесами (рис. 54, б), так у автомобилей с передними одинарными и задними сдвоенными колесами (рис. 54, в). Разность передней и задней колеи одинарных колес не должна превышать

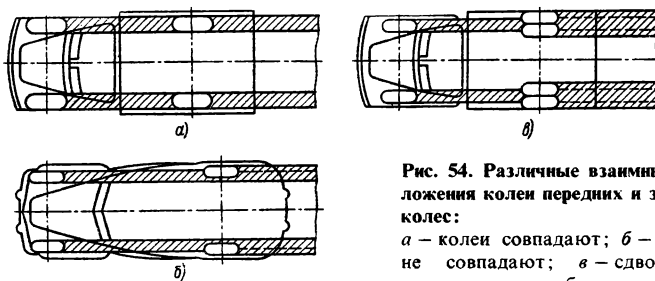


Рис. 54. Различные взаимные положения колеи передних и задних колес:

a — колеи совпадают; *б* — колеи не совпадают; *в* — сдвоенные задние колеса образуют более широкие колеи

25...32% ширины профиля шины. При большей разности проходимость автомобиля существенно снижается.

Подвеска. Движение автомобилей 6×4 и 6×6 по пересеченной местности без отрыва колес от грунта может быть ограничено максимально допустимым перекосом их мостов, который зависит от типа подвески. При независимой и балансирующей подвесках допускается бóльший перекося мостов, что способствует повышению проходимости.

Дифференциал. При пробуксовывании одного из ведущих колес (например, левого) дифференциал распределяет крутящий момент между колесами следующим образом:

$$M_{д} = 0,5(M_{д} + M'_{тр}); \quad M_{п} = 0,5(M_{д} - M'_{тр}),$$

где $M_{д}$ — крутящий момент на ведомом зубчатом колесе главной передачи; $M'_{тр}$ — 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 бóльший крутящий момент на небуксующее колесо и меньший — на буксующее, а это способствует прекращению буксования. Суммарная сила тяги (в Н) на двух ведущих колесах при этом достигает максимального значения

$$P_{тmax} = 2P_{сцmin} + M'_{тр}/r,$$

где $P_{сцmin}$ — сила тяги на колесе с меньшим сцеплением, Н.

Дифференциал с малым внутренним трением распределяет крутящий момент по полуосям приблизительно поровну, и реализация момента ограничивается буксованием колеса, которое находится на грунте с меньшим коэффициентом сцепления. Общая сила тяги на ведущих колесах определяется

колесом, которое имеет меньшее сцепление с дорогой и может оказаться недостаточной для преодоления автомобилем сопротивления движению. Поэтому при установке простого дифференциала резко ухудшается проходимость автомобиля. Трение в простом дифференциале невелико, вследствие чего суммарная сила тяги увеличивается всего лишь на 4...6%. В червячном и кулачковом дифференциалах, которые устанавливаются на автомобилях повышенной и высокой проходимости, трение значительно больше, и сила тяги возрастает на 10...15%. Преимуществом механизмов с муфтами свободного хода, иногда применяющихся вместо дифференциалов, является возможность обеспечения максимальной силы тяги (выключение дифференциала) при любом соотношении коэффициентов сцепления между дорогой и правым и левым колесами автомобиля. Такие механизмы и самоблокирующиеся дифференциалы улучшают проходимость автомобиля при движении по скользким грунтам, так как действуют автоматически, и при качении одного из ведущих колес по дороге с малым коэффициентом сцепления позволяют преодолевать этот участок без потери автомобилем кинетической энергии. Суммарная сила тяги при блокировке дифференциала во время движения в реальных дорожных условиях увеличивается на 20...25%, так как разница между коэффициентами сцепления на участках дороги под правым и левым ведущими колесами сравнительно невелика.

Пример. Определить суммарную силу тяги на двух ведущих колесах легкового автомобиля 4 × 2 для случаев применения конического дифференциала с малым внутренним трением – $M_{тр}^i = 10 \text{ Н} \cdot \text{м}$ и повышенным трением червячного типа – $M_{тр}^i = 80 \text{ Н} \cdot \text{м}$, если $2P_{сц\text{min}} = 5000 \text{ Н}$, а $r = 0,3 \text{ м}$.

$$P_{\text{Тmax}} = 5000 \text{ Н} + 10 \text{ Н} \cdot \text{м} / 0,3 \text{ м} = 5000 \text{ Н} + 33 \text{ Н} = 5033 \text{ Н};$$

$$P_{\text{Тmax}} = 5000 \text{ Н} + 80 \text{ Н} \cdot \text{м} / 0,3 \text{ м} = 5000 \text{ Н} + 240 \text{ Н} = 5240 \text{ Н}.$$

Регулирование давления воздуха в шинах. Автомобили, оборудованные централизованной системой регулирования давления воздуха в шинах, при прочих равных условиях обладают повышенной проходимостью при движении по мягким грунтам. В этом случае при снижении давления воздуха в шинах увеличивается площадь контакта колеса с дорогой, т. е. обеспечивается снижение давления колеса на дорогу.

Снижение скорости движения автомобиля. Установка на автомобиль гидротрансформатора, раздаточной коробки, электромеханической трансмиссии способствует повышению его проходимости по мягким и влажным грунтам, так как позволяет снизить минимальную скорость движения до 0,5...1,5 км/ч и обеспечивает плавное изменение скорости. От этого во

многим зависит успешное трогание автомобиля с места в указанных условиях.

§ 45. ВЕЗДЕХОДНЫЕ МАШИНЫ

Вездеходный транспорт необходим в районах, в которых транспортные потоки не планируются на длительный срок, где нет постоянных связей между населенными пунктами, для оказания медицинской помощи в аварийных ситуациях, а также для обслуживания линий связи и других нужд народного хозяйства.

Вездеходные машины классифицируют по устройству двигателя следующим образом.

Гусеничные вездеходы (рис. 55, а). По числу гусениц вездеходы бывают двух- и четырехгусеничные. Наибольшее распространение получили двухгусеничные вездеходы, имеющие большую опорную поверхность гусениц, что позволяет снизить давление на грунт. Компоновка двухгусеничных вездеходов разнообразна и определяется параметрами гусеничного двигателя, расположением ведущей звездочки и двигателя. Четырехгусеничные машины имеют по две гусеничные тележки, смонтированные на жесткой раме. Поворот такой машины осуществляется не торможением гусениц, а поворотом первой тележки относительно рамы с помощью гидравлических цилиндров.

Колесные вездеходы. Колесная формула таких вездеходов 4×4 , 6×6 , 8×8 и 10×10 . Они могут иметь колеса большего диаметра (около 3 м), причем обычно все колеса делают ведущими. Колесные вездеходы классифицируют по расположению двигателя, по компоновке трансмиссии и по конструкции рамы. Если двигатель вездехода расположен перед кабиной, то кабина изолирована от двигателя перегородкой. Это создает благоприятные условия для работы водителя (снижение уровня шума и загазованности воздуха, сохранение нормальной температуры). Недостатки подобной компоновки заключаются в неудовлетворительном использовании длины шасси и ухудшении обзорности с места водителя. У автомобилей с кабиной, расположенной над двигателем, уменьшаются длина шасси и база, улучшается обзорность, недостатки такой компоновки – ухудшение условий обслуживания двигателя и увеличение его загрязнения при движении. При расположении двигателя внутри кабины преимущества с точки зрения использования длины шасси и обзорности такие же, как и при кабине над двигателем, недостатки – уменьшение числа мест в кабине и ухудшение условий работы водителя в результате повышения уров-

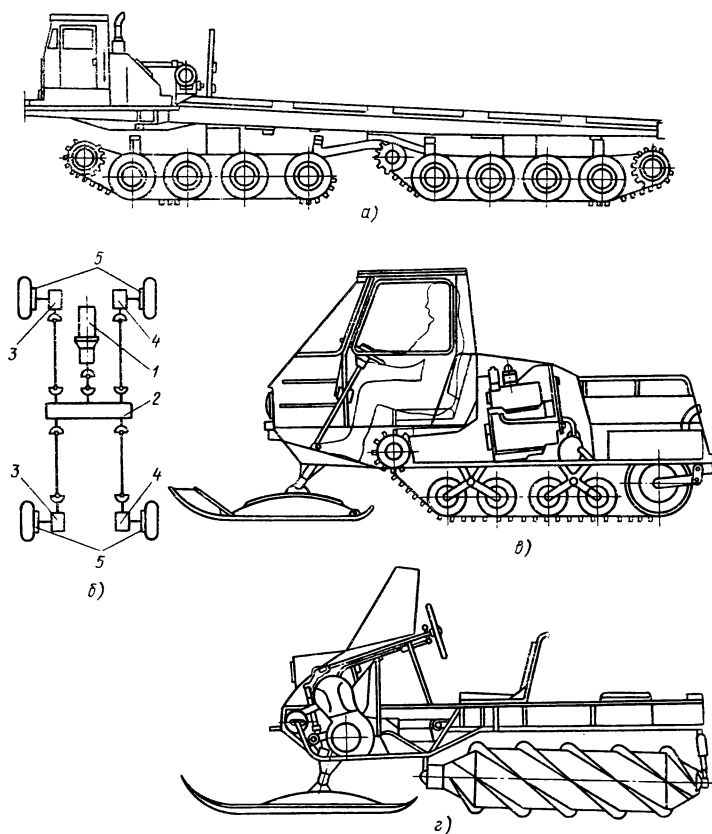


Рис. 55. Вездеходные машины:
a – четырехгусеничный вездеход; *б* – схема бортовой передачи; *в* – мотосани;
г – лыжно-винтовой снегоход

ня шума, содержания CO и температуры. Если двигатель находится в задней части машины, то улучшается обзорность, однако ухудшается охлаждение двигателя и усложняется управление сцеплением и коробкой передач.

По компоновке трансмиссии применяют две схемы в зависимости от размещения основных агрегатов. В мостовой схеме момент от двигателя передается через коробку передач на раздаточную коробку и далее через главные передачи мостов на колеса. В бортовой схеме (рис. 55, *б*) крутящий момент от двигателя *1* передается через раздаточную коробку *2* к бортовым

редукторам 3 и 4 левого и правого бортов, от них, как правило, через колесные редукторы 5 – к ведущим колесам.

На машинах 4 × 4 наибольшее распространение получила мостовая схема, так как она проще и дешевле бортовой при небольшом числе мостов.

По конструкции рамы имеются две схемы: жесткая рама, которая обеспечивает простоту конструкции, и шарнирная («составная», «ломающаяся») рама, которая применяется для улучшения проходимости и поворотливости вездехода, особенно при колесах большого диаметра. Большинство колесных вездеходов имеют жесткую раму.

Лыжно-гусеничные снегоходные машины (мотосани или мотонарты) (рис. 55, в). Мотосани большой грузоподъемности в настоящее время не производятся в связи с недостаточной проходимостью.

Существует три схемы компоновки мотосаней: с опорой на две лыжи и одну гусеницу, с опорой на одну лыжу и две гусеницы, с опорой на две лыжи и две гусеницы.

Вездеходы с роторно-винтовым (шнековым) двигателем (РВД). РВД – это цилиндр-ротор с навитой на него винтовой лопастью. Двигатель позволяет использовать не только тяговые возможности винтовой лопасти, но и сам ротор, как опорный элемент. Принцип движения РВД аналогичен перемещению винта в гайке (рис. 55, г). Существует три основных компоновочных схемы вездеходов с РВД: двухвинтовая, лыжно-винтовая, четырехвинтовая. Привод двигателя может осуществляться через угловые редукторы, цепные передачи и т. д. Недостатком вездеходов с РВД является неспособность двигаться на большие расстояния по дорогам с твердым покрытием. Для устранения этого недостатка применяют комбинированный двигатель: на дорогах, имеющих твердое покрытие – колеса, на бездорожье – РВД, колеса при этом поднимают вверх с помощью гидравлической системы.

Плавающие автомобили. Глубина брода, преодолеваемого автомобилем, зависит от высоты расположения частей двигателя, которые не должны находиться в воде (воздушный 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 – глубиной до 1,5 м.

Для преодоления широких и глубоких водных преград строят плавающие автомобили (амфибии), которые обычно изготавливают на базе автомобилей 4 × 4, 6 × 6 или 8 × 8.

§ 46. 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 переднего моста автомобиля, уменьшение угла переднего свеса 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 привод, воспринимающий крутящий момент от коробки передач, имеет ограничитель момента, например штифт, который срезается при превышении крутящего момента допустимой величины. Длина троса лебедки должна быть равна 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 применяют различные якорные устройства, например якорь штопорного типа, который ввинчивают в грунт с помощью лома. Якорь изготавливают 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 якоря. У самоуглубляющегося якоря сошник под действием силы тяги, воспринимаемой тросом и тягой, стремится глубже погрузиться в грунт.

Если автомобиль не имеет лебедки, то для самовытаскивания могут быть использованы ведущие колеса. Для этого на полуосях с помощью шпилек и гаек устанавливают 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% веса 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. 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 сдвоенных колесах). На укатанных снежных и обледенелых, а также на размокших грунтовых дорогах с твердым основанием цепи увеличивают силу тяги на 20...45% по сравнению с обычными шинами. На слабых грунтах (рыхлых песчаных и болотистых и т. п.) использовать 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 также 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 4×2 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?

По формуле (109) имеем $19\,550 = 12\,875 \sqrt{(2 \cdot 0,49 h - h^2)/(0,49 - h)}$, откуда $h = 0,39$ м.

При данной толкающей силе автомобиль не преодолевает бордюрный камень высотой 0,45 м.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Назовите основные геометрические показатели проходимости автомобиля и охарактеризуйте их значение для автомобилей высокой проходимости.
2. Какими дополнительными средствами можно увеличить проходимость автомобиля?
3. Какие конструктивные факторы влияют на проходимость автомобиля?
4. Назовите специальные типы автомобилей высокой проходимости.

ЗАДАЧИ

1. Определить крутящие моменты на ведущих колесах легкового автомобиля 4×2 , движущегося на повороте с буксованием по горизонтальной дороге с включенной прямой передачей, $M_e = 111 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $u_0 = 4,22$, $M_{т.д.} = 25 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

2. Легковой автомобиль 4×2 движется по горизонтальной дороге на повороте с буксованием; момент трения дифференциала $M_{тр} = 25 \text{ Н} \cdot \text{м}$, крутящий момент на колесе с меньшим коэффициентом сцепления $M_d = 270 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Определить суммарную силу тяги на двух ведущих колесах. Радиус качения колеса $r = 0,311 \text{ м}$.

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 , $R_n = 8,0 \text{ м}$, $R_b = 6,3 \text{ м}$, $a = 0,3 \text{ м}$, $b = 0,4 \text{ м}$?

ГЛАВА IX

ПЛАВНОСТЬ ХОДА АВТОМОБИЛЯ

§ 47. 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.

Колебания автомобиля можно разделить на низкочастотные (до $15 \dots 18 \text{ Гц}$) и высокочастотные — вибрации. Вибрационная чувствительность организма составляет $15 \dots 1500 \text{ Гц}$. С высокой частотой преимущественно колеблются непродессоренные массы, а низкой — продессоренные (кузов). Непродессоренными массами называются части автомобиля (мосты, колеса и др.), вес которых не воспринимается подвеской, а передается через шину на опорную поверхность. Продессоренными называются массы, вес которых передается через упругие элементы подвески. Действие колебаний на организм человека зависит от их частоты, амплитуды, продолжительности и направления воздействия.

В настоящее время нет единого мнения о пределах частот колебаний, которые соответствуют определенному виду воздействия на организм человека. Человек не ощущает колебаний при ходьбе, так как привык к частоте, составляющей в зависимости от числа шагов в секунду $1,7 \dots 2,5 \text{ Гц}$.

С увеличением скорости колебаний плавность хода автомо-

бия ухудшается. Ниже приведена характеристика колебаний в зависимости от скорости колебаний (в м/с).

Неощутимые0,035
Слабо ощутимые0,035...0,1
Вполне »0,1...0,2
Сильно »0,2...0,3
Неприятные и очень неприятные0,3...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. Ниже приведены значения ускорений колебаний, вызывающие ощущения разной тяжести.

Частота, Гц	1	1,5	2	3
Ускорение, м/с ²	2,3(2,7)	2,1(2,5)	1,9(2,3)	1,7(2,0)

П р и м е ч а н и е. Число без скобок соответствует неприятным ощущениям, число в скобках – болезненным.

§ 48. ИЗМЕРИТЕЛИ ПЛАВНОСТИ ХОДА

Рассмотрим колебания тела весом G_T (рис. 56,а) с одной степенью свободы, расположенного на пружине жесткостью c . Когда пружина находится в свободном состоянии, тело занимает положение *I*. При равновесии системы возникает статическая деформация пружины под действием веса G_T , вследствие чего тело занимает положение *II*, причем деформация (прогиб) пружины

$$f_0 = G_T/c. \quad (110)$$

Переместим тело в положение *III* и, сжав пружину, затем отпустим ее. Тело начнет колебаться, перемещаясь вверх и вниз.

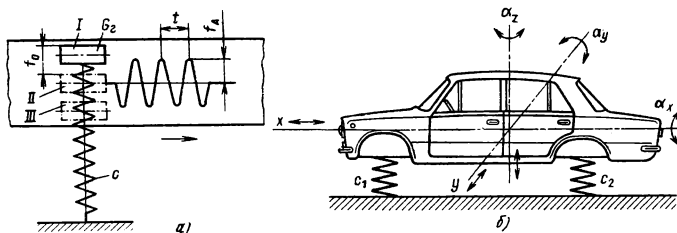


Рис. 56. Схема колебаний тела с одной степенью свободы и упрощенная схема колебательной системы автомобиля

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.

Колебания кузова автомобиля характеризуют в основном семью аналогичными измерителями, приведенными ниже.

Период колебаний t – время, в течение которого кузов совершает полное колебательное движение, с.

Угловая частота Ω – величина, численно равная произведению частоты колебаний на 2π ; $\Omega = 2\pi\nu = 2\pi/t$.

Угловая частота соответствует фазе колебаний без начальной фазы в момент времени $t = 1$ с. В практике частоту колебаний измеряют числом колебаний в минуту: $n = 60/t$.

Частоты Ω и n связывают равенство

$$n = 60/t = 60\Omega/2\pi = 30/\pi\sqrt{c/m}, \quad (111)$$

где m – масса колеблющегося тела.

Подставив в выражение (111) значение жесткости c из формулы (110), а также выразив массу m через G_T/g , получим

$$n = (30/\pi)\sqrt{(G_T/f_0)(g/G_T)} = (30/\pi)\sqrt{g/f_0}.$$

Таким образом, чем больше статический прогиб подвески, тем меньше частота собственных колебаний. Используя мягкие подвески, уменьшают частоту собственных колебаний кузова и повышают комфортабельность автомобиля.

Амплитуда колебаний – наибольшее отклонение (перемещение) от положения равновесия.

Скорость колебаний – первая производная перемещения по времени, м/с.

Ускорение колебаний – вторая производная перемещения по времени или первая производная скорости колебаний по времени, м/с².

Среднее квадратическое ускорение колебаний $\sigma_{ск}$, м/с².

Скорость нарастания ускорений колебаний – третья про-

изводная перемещения по времени или первая производная ускорения колебаний по времени, м/с^3 .

§ 49. КОЛЕБАНИЯ АВТОМОБИЛЯ

Кузов автомобиля имеет шесть степеней свободы (рис. 56, б) и может совершать шесть различных типов колебаний. Линейные перемещения вдоль осей x , y и z соответственно обозначаются и называются; s_x — подергивание, s_y — шатание и s_z — подпрыгивание. Угловые перемещения вокруг этих осей называются: α_x — покачивание, α_y — галопирование и α_z — виляние. Из-за сложности исследования системы с шестью степенями свободы при расчете подвески обычно изучают только два вида колебаний, т. е. рассматривают кузов как систему с двумя степенями свободы: линейные вдоль оси z и угловые вокруг оси y . Эти типы колебаний имеют первостепенное значение для комфортабельности, так как они вызывают у человека наиболее болезненные ощущения, обусловленные у первых большой амплитудой, у вторых плохо переносимой направленностью.

Буквами c_1 и c_2 на схеме обозначены приведенные жесткости таких упругих элементов, прогиб которых равен суммарным прогибам подвесок и шин, воспринимающих одинаковую нагрузку. Для определения приведенной жесткости $c_{\text{пр}}$ рассмотрим схему на рис. 57, 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: $f_{\text{п}} = G_n/c_n + G_n/c_{\text{ш}}$. Вместе с тем суммарный прогиб этой системы, который определяют по изменению по-

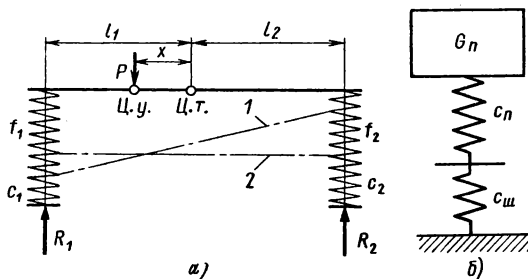


Рис. 57. Схемы для определения положения центра упругости и приведенной жесткости подвески

ложения оси колеса (в м), $f_{\text{п}} = G_{\text{п}}/c_{\text{пр}}$. Следовательно, $G_{\text{п}}/c_{\text{пр}} = G_{\text{п}}/c_{\text{п}} + G_{\text{п}}/c_{\text{ш}}$. Решив это равенство относительно жесткости $c_{\text{пр}}$, получим

$$c_{\text{пр}} = (c_{\text{п}}c_{\text{ш}})/(c_{\text{п}} + c_{\text{ш}}).$$

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 смягчения вертикальных колебаний кузова s_z используют мягкую подвеску, которая в момент переезда препятствия значительно деформируется. Однако после переезда через препятствие колебания кузова при наличии мягкой подвески будут продолжаться, затухая весьма медленно. С целью гашения начавшихся колебаний 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. 57, а).

Если возмущающая сила P приложена не к центру упругости (Ц. у.), а в другой точке, то возникает как линейное, так и угловое перемещение стержня (положение 1). Если сила P приложена к центру упругости, то происходит только линейное перемещение стержня (положение 2). В последнем случае $f_1 = f_2$, вследствие чего галопирование отсутствует.

Определим величину x – расстояние от центра упругости до центра тяжести (Ц. т.). Из условия равновесия стержня относительно центра тяжести имеем

$$R_1 l_1 - Px - R_2 l_2 = 0,$$

где R_1 и R_2 – реакции опор.

Решив найденное уравнение относительно x , получим

$$x = (R_1 l_1 - R_2 l_2)/P.$$

Заменим реакции $R_1 = c_1 f_1$ и $R_2 = c_2 f_2$, тогда

$$P = R_1 + R_2 = c_1 f_1 + c_2 f_2.$$

Подставив в выражение для определения расстояния x найденные значения R_1 , R_2 и P , получим

$$x = (c_1 f_1 l_1 - c_2 f_2 l_2) / (c_1 f_1 + c_2 f_2).$$

Но $f_1 = f_2$, следовательно, $x = (c_1 l_1 - c_2 l_2) / (c_1 + c_2)$.

Применим полученное выражение к колебаниям кузова, заменив поддресоренную массу кузова m_k (рис. 58, б) тремя массами: m_1 , m_2 и m_3 , связанными между собой невесомым стержнем. Массы m_1 и m_2 расположены соответственно на расстояниях $l_{1к}$ и $l_{2к}$ от центра тяжести кузова, а масса m_3 находится в его центре тяжести. Чтобы система из трех масс соответствовала в динамическом отношении действительной массе поддресоренной части автомобиля, необходимо соблюдение следующих условий:

сумма всех масс системы должна быть равна поддресоренной массе автомобиля $m_1 + m_2 + m_3 = m_k$;

центр тяжести системы должен совпадать с центром тяжести кузова $m_1 l_{1к} = m_2 l_{2к}$;

момент инерции системы относительно горизонтальной оси y должен быть равен моменту инерции поддресоренной массы относительно той же оси $m_1 l_{1к}^2 + m_2 l_{2к}^2 = I = m_k \rho_k^2$, где ρ_k — радиус инерции поддресоренной массы автомобиля.

Из этих условий определим массы m_1 , m_2 и m_3 :

$$\begin{aligned} m_1 &= (m_k \rho_k^2) / (l_1 L); \\ m_2 &= (m_k \rho_k^2) / (l_2 L); \\ m_3 &= m_k [1 - \rho_k^2 / (l_1 l_2)]. \end{aligned} \quad (112)$$

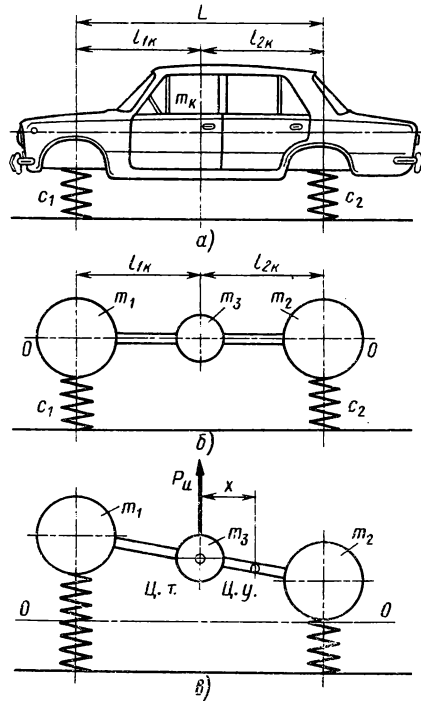


Рис. 58. Схема расчета свободных колебаний кузова: а — схема подвески кузова; б — система, эквивалентная поддресоренной массе; в — положения центров тяжести и упругости

Если вывести стержень из состояния равновесия, а затем отпустить, то он начнет колебаться (рис. 58, в). Во время колебаний появляется сила инерции $P_{и} = m_3 a$.

Эта сила создает момент относительно центра упругости

$$M_{и} = P_{и} x = m_3 a x.$$

Момент $M_{и} = 0$, если масса $m_3 = 0$ или плечо силы $P_{и}$ равно нулю.

Из уравнения (112) следует, что масса $m_3 = 0$, если $\rho_k^2 / (l_{1к} l_{2к}) = 1$, так как масса кузова $m_k \neq 0$. Для легковых автомобилей отношение $\rho_k^2 / (l_{1к} l_{2к})$ близко к единице, вследствие чего они имеют хорошую плавность хода. Если плечо $x = 0$ и центр тяжести совпадает с центром упругости, то $x = (c_1 l_{1к} - c_2 l_{2к}) / (c_1 + c_2) = 0$, тогда

$$c_1 l_{1к} = c_2 l_{2к} \quad \text{или} \quad c_1 / c_2 = l_{2к} / l_{1к}.$$

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. Жесткость современных отечественных подвесок и шин грузовых автомобилей имеет довольно высокое значение, что объясняется стремлением приспособить автомобиль к дорожным условиям нашей страны, так как на дорогах переменного профиля со значительными неровностями более жесткие подвески дают лучшие показатели по плавности хода.

§ 50. СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ ПЛАВНОСТИ ХОДА АВТОМОБИЛЯ

Шины влияют на высокочастотные колебания автомобиля. Для улучшения плавности хода автомобиля целесообразно иметь шины возможно меньшей жесткости. Жесткость шин уменьшают, снижая давление воздуха в них и увеличивая ширину 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 ко-

лес. Поэтому, как правило, независимую подвеску применяют только для передних колес. Однако в настоящее время для заднеприводных автомобилей среднего и большого классов все более широкое применение находит задняя независимая подвеска.

В качестве упругого элемента независимой подвески используют пружины, а в последнее время также пневматические упругие элементы, реже – торсионы. Пружины и торсионы по сравнению с листовыми рессорами имеют меньшую массу, 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 возможности 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

1. Определить жесткость задней подвески грузового автомобиля, если жесткость передней подвески $c_{п1} = 3700$ Н/см, а расстояния центра тяжести до переднего и заднего мостов соответственно равны: $l_1 = 210$ см; $l_2 = 120$ см. При этом центр тяжести автомобиля совпадает с центром упругости.

2. Определить статический прогиб передней подвески легкового автомобиля, если вес, приходящийся на передние колеса, равен 900 Н, а жесткость $c_{п1} = 450$ Н/см.

3. Определить приведенную жесткость подвески и шин грузового автомобиля, если жесткость каждого упругого элемента подвески $c_{п} = 500$ Н/см, а жесткость шин $c_{ш} = 4500$ Н/см.

КОНСТРУКЦИЯ АВТОМОБИЛЯ

ГЛАВА X

ТИПЫ ТРАНСМИССИЙ АВТОМОБИЛЯ

Трансмиссия автомобиля предназначена для передачи крутящего момента и мощности от двигателя к ведущим колесам, изменения угловой скорости колес и подводимого к ним крутящего (тягового) момента по величине и направлению. Момент изменяют с помощью трансформатора (преобразователя) крутящего момента, например, коробки передач.

В зависимости от типа преобразователя трансмиссии делят на механические (ступенчатые и бесступенчатые) и гидромеханические, гидрообъемные и электромеханические (бесступенчатые).

§ 51. СТУПЕНЧАТАЯ МЕХАНИЧЕСКАЯ ТРАНСМИССИЯ

Одним из агрегатов ступенчатой механической трансмиссии является механический преобразователь – коробка передач, трансформирующая крутящий момент с помощью зубчатых колес, включаемых в разных сочетаниях, что позволяет получить различные передаточные числа. Так, например, при включении понижающей передачи передаточное число коробки оказывается больше единицы. При этом во сколько раз уменьшается угловая скорость ведомого вала, почти во столько же раз увеличивается передаваемый крутящий момент.

Высшая передача у большинства коробок прямая с передаточным числом, равным единице. Иногда высшая передача повышающая, т. е. с передаточным числом меньше единицы, что позволяет снизить угловую скорость коленчатого вала на 10... 20%, замедлить изнашивание деталей и уменьшить расход топлива при движении с той же скоростью, что и на прямой передаче.

Движение назад обеспечивает передача заднего хода, соединяющая промежуточный и ведомый валы не двумя, а тремя

зубчатыми колесами, что изменяет направление вращения ведущих колес (иногда вместо третьего зубчатого колеса применяют блок с двумя зубчатыми колесами).

Кроме коробки передач в механическую трансмиссию входят также и другие элементы (агрегаты, механизмы и детали), передающие и преобразующие крутящий момент. Их число и взаимное расположение зависят от колесной формулы автомобиля и расположения двигателя и ведущих мостов. Так, у легковых автомобилей наиболее распространенного типа – заднеприводных 4×2 с передним расположением двигателя 1 (рис. 59, а) – 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. Такое расположение двигателя и элементов трансмиссии считается классическим. К преимуществам этой схемы следует отнести равномерное распределение нагрузки между передним и задним мостами и возможность размещения сидений между ними, в зоне меньших колебаний кузова, а к недостаткам – необходимость установки сравнительно длинной карданной передачи.

Более компактны, легки и экономичны трансмиссии заднеприводного (рис. 59, б) и переднеприводного (рис. 59, в) легковых автомобилей 4×2 соответственно с задним и передним расположением двигателя 1. Это объясняется тем, что сцепление 2, коробку передач 3, главную передачу 5 и дифференциал 6 можно расположить в общем картере, а момент от дифференциала к колесам ведущего моста 8 (рис. 59, б) или ведущего управляемого моста 9 (рис. 59, в) передавать двумя короткими поперечными карданными передачами 4.

При сравнительно редком заднем расположении двигателя и трансмиссии можно обеспечить лучшую обзорность и разместить сиденья между мостами, а также лучше изолировать салон от шума двигателя и отработавших газов. Однако при этом ухудшаются управляемость и устойчивость автомобиля. Кроме того, водитель и передний пассажир хуже защищены от травм при наездах и столкновениях, чем в автомобилях, трансмиссии которых выполнены по схеме рис. 59, а.

Переднее расположение двигателя и трансмиссии (рис. 59, в) позволяет улучшить управляемость и устойчивость автомобиля, а поперечное расположение двигателя упрощает главную передачу. Вместе с тем при движении переднеприводного автомобиля на подъеме дороги со скользким покрытием возможно пробуксовывание ведущих управляемых колес в результате уменьшения нагрузки на передний мост.

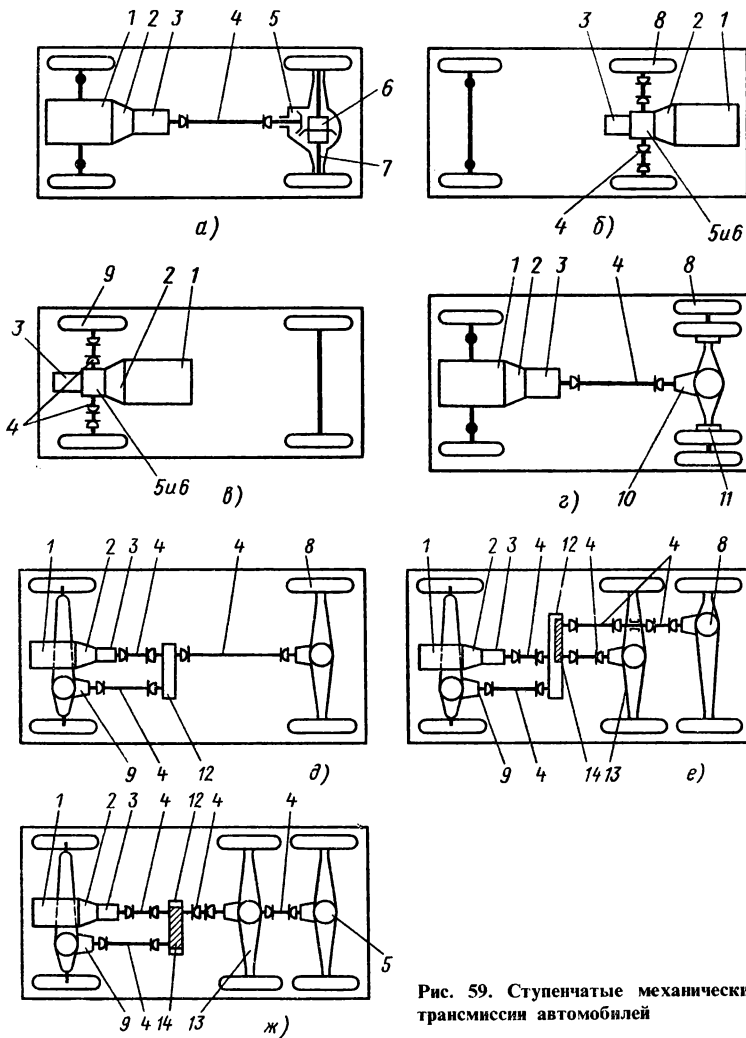


Рис. 59. Ступенчатые механические трансмиссии автомобилей

Так как грузовые автомобили 4×2 имеют обычно задний привод и переднее расположение двигателя 1 (рис. 59, г), то их трансмиссии также состоят из сцепления 2, коробки передач 3, карданной передачи 4 и ведущего моста 8. Иногда грузовые автомобили имеют разнесенную главную передачу, состоящую из центральной главной передачи 10 и двух планетарных колесных редукторов 11.

По мере увеличения числа ведущих мостов трансмиссия грузового автомобиля усложняется. Так, у автомобиля повышенной проходимости 4×4 с передним расположением двигателя 1 (рис. 59, *д*), кроме сцепления 2, коробки передач 3, карданной передачи 4 и заднего ведущего моста 8, в трансмиссию входят также передний ведущий управляемый мост 11 и раздаточная коробка 12, соединенная с ним и коробкой передач 3 карданными передачами 4. Еще сложнее трансмиссии автомобилей повышенной проходимости 6×6 (рис. 59, *е* и *ж*). В трансмиссиях автомобилей этого типа карданной передачей 4 задний ведущий мост 8 соединен с раздаточной коробкой 12 (рис. 59, *е*) или с промежуточным ведущим (проходным) мостом 13 (рис. 59, *ж*), а передний ведущий управляемый 11 и промежуточный ведущий 13 мосты – с раздаточной коробкой 12. В некоторых раздаточных коробках таких многоприводных автомобилей устанавливают межосевой дифференциал 14.

Ступенчатые механические трансмиссии обычно проще, легче, экономичнее и надежнее бесступенчатых трансмиссий и имеют сравнительно высокий КПД (0,80...0,95). Одним из их недостатков является разрыв потока мощности при переключении передач, вызывающий замедление движения, что снижает интенсивность разгона и ухудшает проходимость автомобиля. Кроме того, правильность выбора передачи в зависимости от условий движения и момента переключения передач зависит от квалификации водителя и поэтому выбор не всегда оптимален – близок к наиболее выгодным режимам работы двигателя. Значительное же число переключений передач в городских условиях движения вызывает сильное утомление водителя.

§ 52. ГИДРОМЕХАНИЧЕСКАЯ ТРАНСМИССИЯ

Гидромеханическая трансмиссия состоит из гидротрансформатора, плавно автоматически изменяющего величину передаваемого момента в зависимости от нагрузки; и элементов ступенчатой механической трансмиссии.

Гидротрансформатор (рис. 60) состоит из трех колес с радиально расположенными криволинейными лопастями: насосного 3, которое через корпус 8 связано с коленчатым валом 1 двигателя, турбинного 2, соединенного с ведущим валом 7 коробки передач, и реакторного 4, установленного на неподвижном пустотелом валу 6 с помощью муфты свободного хода 5. Корпус 8 гидротрансформатора заполнен маловязким маслом. Гидротрансформатор, имеющий муфту свободного хода, называется комплексным.

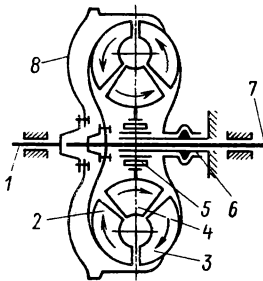


Рис. 60. Схема гидротрансформатора

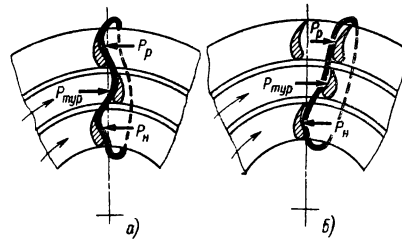


Рис. 61. Схема сил, действующих в гидротрансформаторе при работе:
 а — на режиме преобразователя; б — в период перехода на режим гидромуфты

При вращении коленчатого вала масло, заполнившее промежутки между лопастями насоса, под действием центробежных сил перетекает от внутренних краев лопастей к внешним. Ударяясь о лопасти турбинного колеса, масло отдает часть накопленной кинетической энергии, и поэтому турбинное колесо начинает вращаться в том же направлении, что и насосное. От турбинного колеса масло поступает к лопастям реакторного колеса, изменяющим направление струй масла, а затем к внутренним краям лопастей насосного колеса. Таким образом, часть масла циркулирует по замкнутому контуру: насосное — турбинное — реакторное — насосное колесо. При этом угловая скорость $\omega_{тур}$ турбинного колеса оказывается меньше угловой скорости ω_n насосного колеса, т. е. работа гидротрансформатора сопровождается «проскальзыванием» насосного колеса относительно турбинного, возрастающим с увеличением нагрузки. Однако чем больше проскальзывание гидротрансформатора, тем большую часть кинетической энергии масла воспринимает турбинное колесо и тем больше момент $M_{тур}$ силы $P_{тур}$ удара струй масла о его лопатки.

В случае остановки турбинного колеса или при трогании автомобиля с места, когда угловая скорость $\omega_{тур} = 0$, момент $M_{тур}$ достигает максимального значения. При этом проскальзывание гидротрансформатора $\Pi = (\omega_n - \omega_{тур}) / \omega_n = 1$, что составляет 100%. По мере увеличения угловой скорости $\omega_{тур}$ величины $M_{тур}$ и Π уменьшаются.

При небольшом значении $\omega_{тур}$ в результате удара струй масла о вогнутые стороны лопастей реакторного колеса (рис. 61, а) на него действует сила P_p , направленная в ту же сторону, что и сила P_n удара струй масла о лопасти насосного колеса. Муфта свободного хода при этом заклинивается, и поэтому реакторное колесо остается неподвижным (не вращает-

ся). Так как сумма моментов M_n , $M_{тур}$ и M_p всех внешних сил P_n , $P_{тур}$ и P_p равна нулю, то момент $M_{тур} = M_n + M_p$, т. е. момент на турбинном колесе 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 лопастей реакторного колеса (рис. 61, б), сила P_p изменяет свое направление на обратное, и поэтому момент $M_{тур}$ оказывается равным разности моментов $M_n - M_p$. Муфта свободного хода при этом расклинивается, что предотвращает чрезмерное уменьшение момента $M_{тур}$, а реакторное колесо начинает вращаться в том же направлении, что и турбинное, не изменяя направления струй масла. Гидротрансформатор переходит на режим гидромуфты, на котором величина передаваемого момента не изменяется ($M_{тур} = M_n$, так как $M_p = 0$), но значительно возрастает КПД.

Так как между насосным и турбинным колесами нет жесткой связи, то различают кинематическое передаточное отношение $i_{г,т} = \omega_{тур}/\omega_n = 1 - \Pi$ и силовое передаточное отношение или коэффициент трансформации гидротрансформатора $K_{г,т} = M_{тур}/M_n$. КПД гидротрансформатора $\eta_{г,т} = M_{г,т} K_{г,т}$ с возрастанием значения $M_{г,т}$ изменяется от нуля до максимума и снова до нуля. При этом его максимальное значение меньше КПД ступенчатой механической коробки передач.

Механическая часть гидромеханической трансмиссии состоит из ступенчатой коробки передач, имеющей передачу заднего хода, карданной передачи и ведущего моста. Преимущества и недостатки гидромеханической трансмиссии в значительной степени связаны с использованием гидротрансформатора в качестве основного преобразователя. К преимуществам гидротрансформатора следует отнести бесступенчатое автоматическое изменение передаточного числа трансмиссии в зависимости от нагрузки, что обеспечивает плавное трогание автомобиля с места, а также ликвидирует необходимость переключения передач, что снижает утомляемость водителя; улучшает проходимость автомобиля вследствие плавной и непрерывной передачи момента; примерно в 2 раза повышает долговечность двигателя и трансмиссии в результате уменьшения в ней крутильных колебаний и динамических нагрузок; снижает вероятность остановки двигателя при резком увеличении нагрузки.

Однако гидромеханическая трансмиссия по сравнению со ступенчатой механической трансмиссией имеет такие недостатки, как значительно меньший КПД, так как КПД гидротрансформатора лишь в узком диапазоне значений $i_{г,т}$ достигает

0,85...0,92, что ухудшает динамичность и топливную экономичность автомобиля; большую сложность, массу и стоимость (около 10% стоимости автомобиля) конструкции; необходимость в установке ступенчатой механической коробки, так как коэффициент трансформации гидротрансформатора обычно невелик (не более 2,5...3%).

§ 53. ГИДРООБЪЕМНАЯ ТРАНСМИССИЯ

В отличие от гидротрансформатора в гидрообъемном преобразователе используется не гидродинамический (скоростной), а гидростатический напор.

Гидрообъемная трансмиссия (рис. 62, а) состоит из гидронасоса 7, связанного с коленчатым валом двигателя, нескольких (число их зависит от числа ведущих колес) гидродвигателей 10, соединенных со 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, гидродвигатели, магистрали и система подпитки заполнены рабочей жидкостью.

При вращении коленчатого вала гидронасос 7 создает гидростатический напор, под действием которого жидкость по магистрали 8 поступает к гидродвигателям 10. В гидродвига-

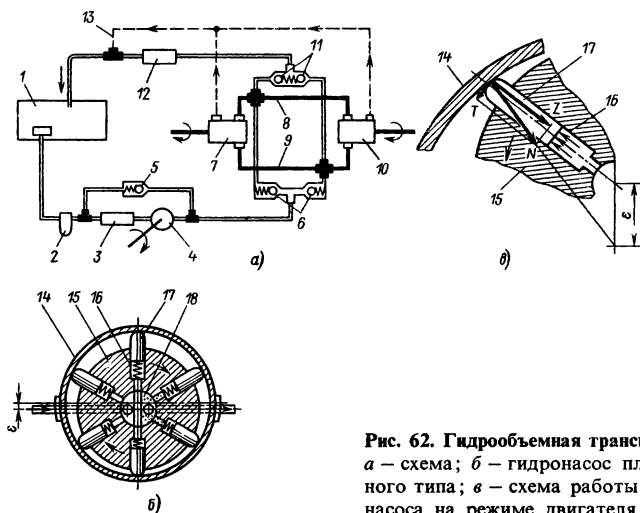


Рис. 62. Гидрообъемная трансмиссия: а — схема; б — гидронасос плунжерного типа; в — схема работы гидронасоса на режиме двигателя

телях этот напор преобразуется в механическую работу, а жидкость по магистрали 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.

Гидронасос плунжерного типа (рис. 62, б), получивший наибольшее распространение, состоит из статора 14, эксцентрично относительно него расположенного ротора 15 с цилиндрами 16 и плунжерами 17 и распределителя 18 с перегородкой, разделяющей магистрали высокого и низкого давления. Цилиндры ротора каналами соединены с полостями распределителя. Точно такое же устройство и у плунжерного гидродвигателя.

Если вращать ротор гидронасоса, то последний начинает работать на режиме насоса. При этом одни плунжеры, выдвигаясь под действием центробежных сил и пружин в серповидную полость, засасывают жидкость в цилиндры из магистрали низкого давления, а другие, утапливаясь из-за эксцентриситета ϵ , вытесняют ее из цилиндров в магистраль высокого давления.

Для перехода гидронасоса на режим двигателя нужно нагнать жидкость в одну из полостей распределителя. При этом действующая на плунжер сила гидростатического давления (рис. 62, в) создает при эксцентриситете ϵ реакцию N со стороны статора, которую можно разложить на составляющие Z и T . Составляющую Z уравнивает сила гидростатического давления, а составляющая T создает крутящий момент, поворачивающий ротор против часовой стрелки.

Обычно в гидрообъемной трансмиссии регулируемым является гидронасос. Подача гидронасоса зависит от вытесняемого им за один оборот ротора объема жидкости A_n , который изменяют автоматически, уменьшая или увеличивая эксцентриситет ϵ . Так, в случае его уменьшения снижается угловая скорость гидродвигателя, т. е. повышается передаточное число (коэффициент трансформации) гидрообъемного преобразователя:

$$K_{г.п} = A_r/A_n$$

где $A_d = \text{const}$ — объем жидкости, вытесняемой за один оборот ротора гидродвигателя. При этом плавно и непрерывно по гиперболической зависимости в случае установки соответ-

ствующего регулятора увеличивается тяговый момент на ведущих колесах. Если эксцентриситет $\varepsilon=0$, то мощность от двигателя к ним не передается. Если же изменить его в противоположном направлении по сравнению с рассмотренным выше, то в результате изменения направления тягового момента автомобиль начинает двигаться назад.

К преимуществам гидрообъемной трансмиссии следует отнести бесступенчатое автоматическое изменение ее передаточного числа, что обеспечивает плавное трогание автомобиля с места, а также упрощает и облегчает управление автомобилем и снижает утомляемость водителя; удобство компоновки; повышение проходимости автомобиля вследствие плавного и непрерывного изменения величины тягового момента; возможность полной замены ступенчатой механической трансмиссии и рабочей тормозной системы.

Недостатками гидрообъемной трансмиссии по сравнению со ступенчатой механической являются большие габаритные размеры и масса, несколько меньший КПД, высокая стоимость и недостаточная износостойкость.

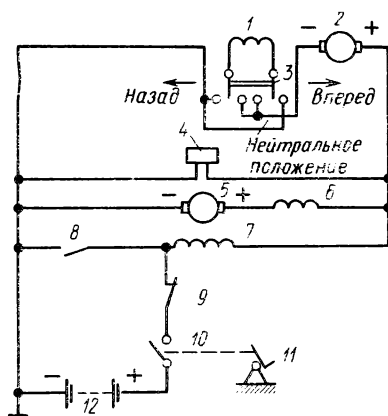
§ 54. ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКАЯ ТРАНСМИССИЯ

В электромеханической трансмиссии механическая энергия двигателя преобразуется в связанном с ним генераторе в электрическую, которая затем в одном или нескольких тяговых электродвигателях, соединенных с ведущими колесами, снова преобразуется в механическую.

При одном тяговом электродвигателе мощность от него к ведущим колесам передают элементы механической трансмиссии (карданная передача и ведущий мост). В электромеханической трансмиссии многоприводного автомобиля тяговые электродвигатели расположены внутри так называемых мотор-колес и соединены с ними с помощью колесных редукторов, а с генератором – электропроводами. Двигатель-генератор в обоих случаях можно установить в нужном положении и в любом, наиболее удобном с точки зрения компоновки месте.

Схема соединения генератора и тягового электродвигателя постоянного тока электромеханической трансмиссии одноприводного автомобиля (рис. 63) обеспечивает интенсивный разгон, изменение направления тягового момента и нейтральное положение трансмиссии. Управляют электромеханической трансмиссией педалью 11 подачи топлива и переключателем хода 3, с помощью которого изменяют направление тока в по-

Рис. 63. Электромеханическая трансмиссия, схема соединения генератора и тягового электродвигателя одноприводного автомобиля



следовательной обмотке возбуждения 1 тягового электродвигателя 2 (реверсирование его при движении автомобиля назад) или выключают ее, разрывая силовую цепь (нейтральное положение трансмиссии).

В начале разгона автомобиля, нажимая на педаль 11, замыкают контакты включателя 10 подпитки и тем самым во внешнюю цепь аккумуляторной батареи 12 включают параллельную обмотку возбуждения 7 генератора 5. В результате увеличения угловой скорости вала двигателя, силы тока возбуждения и напряжения генератора мощность его значительно возрастает, что обеспечивает интенсивный разгон автомобиля. Угловая скорость вала генератора и его напряжение при этом увеличиваются настолько, что реле напряжения 4, срабатывая, сначала размыкает контакты 9 и выключает батарею, а затем замыкает контакты 8 и присоединяет обмотку возбуждения 7 к щеткам генератора 5 (вторая, последовательная его обмотка возбуждения 6 включена постоянно).

Если мощность генератора не изменяется, то повышение нагрузки вызывает снижение угловой скорости тягового электродвигателя, возрастание силы тока в обмотках якоря и возбуждения и автоматическое увеличение тягового момента по гиперболической зависимости.

К преимуществам электромеханической трансмиссии следует отнести бесступенчатое автоматическое изменение передаточного числа, что обеспечивает плавное трогание автомобиля с места, а также упрощает и облегчает управление автомобилем и снижает утомляемость водителя; удобство компоновки; повышение проходимости автомобиля вследствие плавного и непрерывного изменения 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, чем у ступенчатой механической трансмиссии, КПД, не превышающий 0,85, что ухудшает динамичность автомобиля, а также на 15...20% повышает расход топлива; сравнительно большие габаритные размеры и масса; высокая стоимость.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Для чего предназначена трансмиссия автомобиля?
2. Как классифицируют трансмиссии в зависимости от способа преобразователя крутящего момента?
3. Каковы устройство и принцип действия трансмиссии различных типов?
4. В чем состоят преимущества и недостатки различных типов трансмиссий?

ГЛАВА XI

СЦЕПЛЕНИЕ

Сцепление предназначено для кратковременного разъединения двигателя и трансмиссии и плавного соединения их между собой. Кроме того, оно ограничивает возникающие в трансмиссии динамические нагрузки.

§ 55. КЛАССИФИКАЦИЯ СЦЕПЛЕНИЙ

По принципу действия сцепления делят на фрикционные, гидравлические (гидромуфты, гидротрансформаторы) и электромагнитные.

Фрикционные сцепления в зависимости от формы и конструкции трущихся поверхностей подразделяют на конусные, в настоящее время не применяемые, дисковые и специальные (используемые как элементы автоматических коробок передач).

Дисковые сцепления подразделяют на «сухие» (принцип действия которых основан на трении без смазочного материала) и мокрые (работающие в масле), применяемые сравнительно редко. По числу ведомых дисков сцепления могут быть однодисковые (наиболее распространены), двухдисковые (значительно реже) и многодисковые (используют как элементы автоматических коробок).

По способу создания нажимного усилия различают сцепления пружинные (с одной центральной или несколькими периферийными пружинами); полуцентробежные (с пружинами и цен-

тробежными грузиками), которые практически не применяют; центробежные (с центробежными грузиками) и электромагнитные (без ферронаполнителя).

В зависимости от типа привода различают сцепления с механическим или гидравлическим приводом. Управление сцеплением может быть неавтоматическим или автоматическим.

§ 56. ТРЕБОВАНИЯ К СЦЕПЛЕНИЯМ И ОБЕСПЕЧИВАЮЩИЕ ИХ КОНСТРУКТИВНЫЕ МЕРЫ

К сцеплениям предъявляют следующие основные требования: они должны обеспечивать плавность включения и чистоту выключения; иметь минимальный момент инерции ведомых частей; хорошо отводить теплоту от трущихся деталей; ограничивать динамические нагрузки в трансмиссии; незначительно снижать нажимное усилие при изнашивании, а также должны быть уравновешенными и легкими в управлении. Кроме того, они должны удовлетворять таким общим требованиям, как простота конструкции, обслуживания и ремонта, надежность и долговечность.

Плавность включения. Сцепление должно включаться плавно, чтобы при трогании автомобиля с места снизить динамические нагрузки в трансмиссии и вероятность поломки ее деталей, а также ограничить ускорения автомобиля до $3 \dots 4$ м/с²; большие ускорения вызывают неприятные ощущения у пассажиров и могут привести к повреждению перевозимого груза.

Резкое включение сцепления сопровождается значительным увеличением действующих в трансмиссии крутящих моментов, т. е. возникновением в ней динамических нагрузок, которые могут в $3 \dots 4$ раза превышать максимальный крутящий момент двигателя. Это отчасти вызвано тем, что при резком включении на ведомый диск сцепления, кроме силы нажимных пружин, действует также сила инерции нажимного диска и связанных с ним деталей. Поэтому сила, прижимающая ведомый диск к маховику, оказывается значительно больше силы пружин. Вместе с тем при резком включении возрастает передаваемый сцеплением момент из-за снижения угловой скорости коленчатого вала двигателя, так как при угловом замедлении его вращающихся деталей возникает инерционный момент, направленный в сторону вращения коленчатого вала. В результате приложенный к нему значительный суммарный момент сцепления передается трансмиссии полностью (без пробуксовывания).

На плавность включения сцепления в основном влияет упругость ведомого диска и деталей привода. Чем эластичнее ведомый диск, тем более плавно включается сцепление. Чтобы обеспечить необходимую эластичность, ведомый диск при штамповке иногда разрезается так, что образуются развернутые относительно его плоскости секторы, к которым приклепывают фрикционные накладки. С этой же целью между ведомым диском и одной из накладок устанавливают волнообразные пластинчатые пружины, приклепывая их 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 рассмотренных конструкций деформируются постепенно, что сопровождается плавным нарастанием нажимного усилия и момента трения сцепления.

Плавность включения сцепления улучшается, если его привод имеет упругие элементы (например, лепестки диафрагменной пружины).

Чистота выключения. Сцепление должно выключаться «чисто», полностью разъединяя двигатель и трансмиссию, так как иначе переключение передач сопровождается шумом в коробке и ускоренным изнашиванием синхронизаторов или зубьев включаемых зубчатых колес и муфт.

Сцепление выключается чисто, если нажимной диск принудительно отведен от ведомого настолько, что между дисками образуется зазор не менее 0,5 мм. Для этого педаль сцепления должна иметь достаточный рабочий ход. Кроме того, если внутренние концы рычагов выключения находятся в одной плоскости и зазоры между ними и подшипником муфты выключения при этом одинаковы, то нажимной диск отводится от ведомого без пережосов, что обеспечивает чистоту выключения.

Упомянутая в литературе «полнота включения сцепления» является эксплуатационным требованием, которое обычно обеспечивается регулировкой его привода во время эксплуатации.

Полноту включения обеспечивает зазор между рычагами выключения и подшипником муфты выключения, величину которого проверяют по свободному ходу педали сцепления. По мере изнашивания фрикционных накладок этот зазор уменьшается. Как только он и свободный ход педали оказываются равными нулю, сцепление начинает пробуксовывать, так как силу нажимных пружин в этом случае воспринимает не нажим-

ной диск, а подшипник муфты выключения, который в результате этого быстро изнашивается.

Свободный ход педали сцепления (25...40 мм) регулируют во время эксплуатации, изменяя обычно длину тяги привода.

У автомобилей ГАЗ-24 «Волга» последних выпусков зазора между рычагами выключения и подшипником нет, так как сила давления рычагов на него во включенном положении не превышает 50 Н, что практически не влияет на износ подшипника и позволяет сцеплению включиться полностью независимо от степени износа фрикционных накладок.

Момент инерции ведомых частей. Момент инерции ведомых частей сцепления нужно по возможности уменьшать, чтобы замедлить изнашивание синхронизаторов и снизить динамические нагрузки, воспринимаемые зубьями включаемых в коробке передач зубчатых колес и муфт. Если передачи пытаются переключать без выключения сцепления, то зубья зубчатых колес и муфт при вводе их в зацепление испытывают удары, что вызывает скалывание металла зубьев и может привести к их поломке. Это объясняется тем, что удары (динамические нагрузки) в данном случае создаются вращающимися деталями двигателя, сцепления и коробки передач, момент инерции и кинетическая энергия которых намного больше, чем у ведомых частей сцепления и связанных с ними вращающихся деталей коробки передач. Поэтому при выключении сцепления перед включением передач динамические нагрузки резко снижаются (в несколько десятков раз). Они снижаются также с уменьшением момента инерции ведомых частей сцепления, который в связи с этим стремятся сделать как можно меньше. Для уменьшения момента инерции уменьшают диаметр ведомого диска. Однако при этом приходится уменьшать средний радиус фрикционных накладок, что не всегда возможно, так как он является одной из величин, определяющих максимальный момент трения сцепления:

$$M_c = \beta M_{\max} = \mu P_{\text{пр}} R_{\text{ср}} i, \quad (113)$$

где β — коэффициент запаса сцепления; M_{\max} — максимальный крутящий момент двигателя; μ — коэффициент трения накладки; $P_{\text{пр}}$ — сила нажимных пружин; $R_{\text{ср}} = (D + d)/4$ — средний радиус фрикционных накладок (D и d — наружный и внутренний их диаметры); i — число пар поверхностей трения.

Коэффициент запаса сцепления β в формуле (113) представляет собой отношение моментов M_c/M_{\max} и показывает, во сколько раз момент трения сцепления M_c больше максимального момента двигателя M_{\max} .

Если, не изменяя величину момента M_c , уменьшить радиус $R_{ср}$, то нужно соответственно увеличить число пар поверхностей трения i , например, до четырех, т. е. заменить однодисковое сцепление двухдисковым. Однако момент инерции ведомых частей у более сложного двухдискового сцепления в этом случае окажется несколько больше, чем у однодискового. Использование накладок из спеченых материалов с большим коэффициентом μ хотя и позволяет уменьшить радиус $R_{ср}$, но не снижает момента инерции ведомого диска из-за большей массы накладок.

Таким образом, чтобы снизить момент инерции ведомого диска, нужно уменьшить его массу. С этой целью, например, его штампуют из сравнительно тонкого стального листа (2–3 мм).

Отвод теплоты от трущихся деталей. Пробуксовывание сцепления при его включении является естественным процессом, обеспечивающим плавность трогания автомобиля с места. Однако во время пробуксовывания выделяется теплота и повышается температура трущихся деталей сцепления, что увеличивает износ фрикционных накладок и уменьшает коэффициент трения. Поэтому необходим интенсивный принудительный отвод выделяемой при пробуксовывании теплоты. Если отвод теплоты недостаточен, то из-за уменьшения коэффициента трения, вызванного повышением температуры, 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 нажимном образуются трещины.

Нагрев трущихся деталей сцепления при трогании автомобиля с места зависит от работы буксования, которую можно снизить, уменьшая время включения сцепления. Однако такой способ снижения их нагрева совершенно не пригоден, так как резко увеличивает динамические нагрузки в трансмиссии. Поэтому для снижения нагрева трущихся деталей в картере некоторых сцеплений предусматривают закрытые сетками вентиляционные отверстия, с помощью которых создают в нем циркуляцию воздуха, улучшающую охлаждение сцепления. Для усиления циркуляции кожух сцепления делают ажурным (с большим числом отверстий). Нажимной диск изготавливают в виде массивного кольца, что снижает его температуру при нагреве и улучшает отвод теплоты от ведомого диска. На фрикционных накладках при их изготовлении выдавливают радиальные канавки, через которые проходит воздух, охлаждающий трущиеся поверхности. Кроме того, через канавки под

действием центробежных сил удаляются продукты изнашивания, уменьшающие коэффициент трения.

Ограничение динамических нагрузок в трансмиссии. Сцепление, пробуксовывая ограничивает динамические нагрузки в трансмиссии, которые возникают в случае, если двигатель соединен с трансмиссией и торможение или наезд ведущих колес на неровность дороги сопровождается значительным замедлением автомобиля в результате резкого включения сцепления.

Значительное замедление автомобиля, например, при наезде ведущих колес на неровность дороги 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. Особо значительно они увеличиваются при резком включении сцепления. Для ограничения динамических нагрузок следует устанавливать сцепления с небольшим коэффициентом запаса β . Динамические нагрузки снижаются также пружинами гасителя крутильных колебаний, который устанавливают на ведомых дисках большинства сцеплений, но это снижение незначительно из-за большой жесткости пружин гасителя.

Неравномерность работы двигателя (крутящего момента) также может значительно повысить нагрузки в трансмиссии в результате возникновения крутильных колебаний, особенно опасных при резонансе, когда частота собственных угловых колебаний трансмиссии совпадает с частотой изменения передаваемого момента. Упругие угловые колебания в трансмиссии сопровождаются шумом при работе зубчатых зацеплений, 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. Так, пружинно-фрикционный гаситель уменьшает амплитуды вынужденных угловых колебаний трансмиссии, преобразуя поглощаемую им энергию колебаний в теплоту.

Легкость управления. Для управления сцеплением необходимо затрачивать значительные физические усилия. Они особенно велики при управлении сцеплением автомобилей большой грузоподъемности. Чтобы выключить сцепление, нужно совершить сравнительно небольшую работу. Однако из-за значительного усилия, прикладываемого к педали сцепления, удерживать педаль в выключенном положении довольно трудно.

Поэтому необходимо облегчать управление сцеплением, так как частое приложение к его педали чрезмерно больших усилий может явиться причиной профессиональных заболеваний водителей (искривление позвоночника).

Усилие на педали сцепления P_n , которое при отсутствии усилителя не должно превышать 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 (113):

$$P_n = \frac{1,2P_{np}}{u_n \eta_n} = \frac{1,2\beta M_{\max}}{\mu R_{cp} i u_n \eta_n}.$$

Из полученного выражения следует, что для уменьшения усилия P_n и облегчения управления сцеплением нужно уменьшать коэффициент запаса β и увеличивать значения величин в знаменателе.

Коэффициент запаса β необходим для того, чтобы при нагреве, а также при износе фрикционных накладок сцепление надежно передавало крутящий момент. Обычно его значения находятся в пределах 1,4...1,7 для легковых автомобилей и в пределах 1,8...2,2 – для грузовых.

При малом значении коэффициента β снижается усилие на педали и уменьшаются динамические нагрузки в трансмиссии, но сцепление работает менее надежно и быстрее выходит из строя. При большом же его значении увеличиваются усилие на педали и динамические нагрузки в трансмиссии, но сцепление работает более надежно, а срок его службы увеличивается.

Заметно облегчить управление сцеплением, улучшая качество фрикционных накладок, т. е. повышая величину и стабильность коэффициента трения μ , до сих пор не удается. Коэффициент трения такого, например, фрикционного материала, как асбестомедная плетенка, обычно не превышает 0,25...0,27. Накладки из спеченых материалов имеют большой коэффициент μ , но вызывают интенсивное изнашивание маховика и нажимного диска.

Увеличение среднего радиуса фрикционных накладок R_{cp} для облегчения управления сцеплением нежелательно, так как в результате этого повышается момент инерции ведомого диска.

Передаточное число u_n привода сцепления обычно не превышает 45...50, так как его величина зависит, с одной стороны, от вполне определенного для сцепления данного типа перемещения нажимного диска, а с другой – от рабочего хода педали, который находится в довольно узких пределах

(125...140 мм). Поэтому увеличить передаточное число u_n и тем самым облегчить управление сцеплением практически невозможно. Для этого следует применить механический (пружинный), гидравлический, пневматический или вакуумный усилитель.

Довольно эффективным способом облегчения управления сцеплением является повышение КПД его привода ($\eta_n = 0,7 \dots 0,8$). С этой целью в механическом приводе, где это возможно, трение скольжения заменяют трением качения. Так, например, рычаги выключения устанавливают на шариковых, роликовых или ножевых опорах.

§ 57. ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИЙ СЦЕПЛЕНИЯ

Сцепление с периферийными пружинами. На автомобиле ГАЗ-24 «Волга» установлено сухое однодисковое сцепление с периферийными пружинами, пружинно-фрикционным гасителем крутильных колебаний и гидравлическим приводом (рис. 64).

К ведомому диску 5, сбалансированному грузиками 25, приклепано восемь волнообразных пластинчатых пружин 20, улучшающих плавность включения сцепления. К четырем из них приклепана одна фрикционная накладка, а к четырем другим — вторая. Фрикционные накладки 19 имеют радиальные канавки для улучшения охлаждения трущихся поверхностей и очистки их от продуктов изнашивания.

Массивный кольцеобразный нажимной диск 6 сбалансирован и с помощью трех рычагов выключения 4 и пальцев 3 с игольчатыми подшипниками 13, уменьшающих трение, установлен на трех вилках 12. Вилки укреплены на кожухе 14 сцепления сферическими регулировочными гайками 10, прижатые к опорным поверхностям пружинами 11. Гайки 10 при выключении и включении сцепления позволяют вилкам качаться, а нажимному диску перемещаться вдоль его оси при постоянном расстоянии между осями пальцев 3. С помощью гаек 10 внутренние концы рычагов выключения устанавливают в одной вертикальной плоскости, что обеспечивает чистоту выключения сцепления.

Между кожухом 14 с тремя отверстиями для вентиляции и охлаждению трущихся деталей и нажимным диском 6 расположены девять пар сравнительно нежестких нажимных пружин 8 и 9, которые упираются в диск через теплоизолирующие шайбы 7.

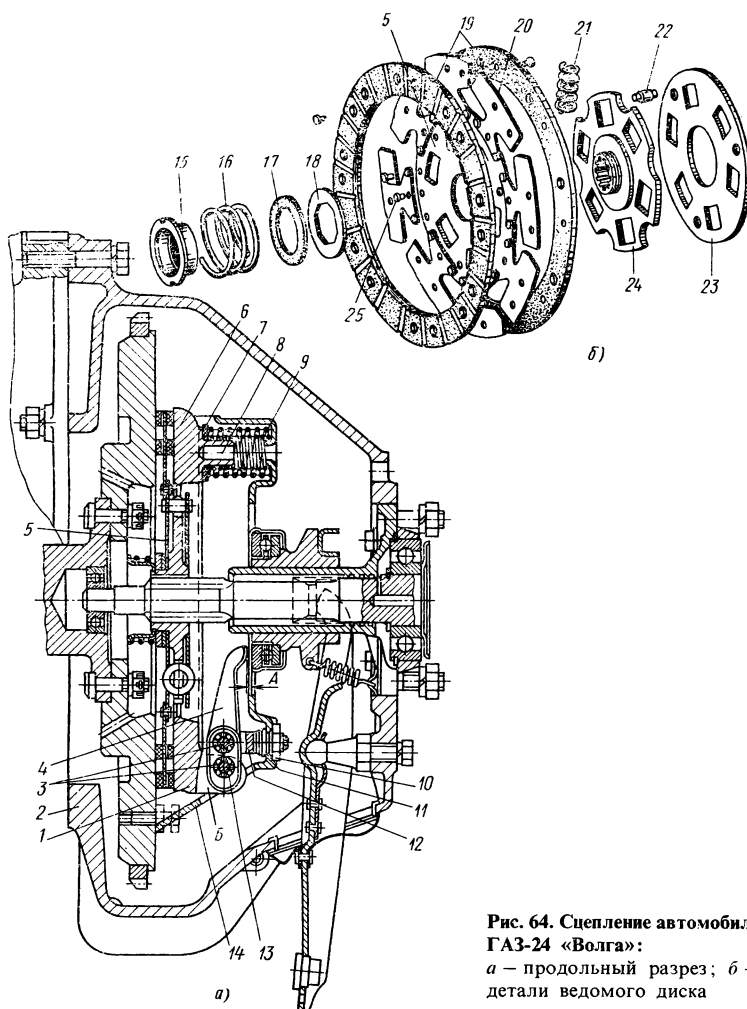


Рис. 64. Сцепление автомобиля ГАЗ-24 «Волга»:

a – продольный разрез; *б* – детали ведомого диска

На ведомом диске 5 установлен пружинно-фрикционный гаситель крутильных колебаний с трением стали по стали. На диске 5 с помощью пальцев-заклепок 22 укреплен диск 23 гасителя. В отверстиях дисков 5 и 23 и расположенного между ними фланца ступицы 24 вставлено шесть пружин 21 гасителя. Диски 5 и 23 могут поворачиваться относительно ступицы 24 в обе стороны до упора пальцев 22 в края И-образных вырезов в ее фланце, сжимая при этом пружины 21. На лысках (срезах) сту-

пицы 24 установлено фрикционное кольцо 18, в которое через теплоизолирующую шайбу 17 упирается пружина 16, прижимающая кольцо 18 к ведомому диску 5, а диск — к ступице 24. Крутильные колебания в трансмиссии быстро затухают в результате трения, возникающего при угловых перемещениях ведомого диска 5 относительно ступицы 24 и кольца 18. Постоянное значение момента трения гасителя обеспечивает пружина 16, которая другим торцом упирается в упор 15, укрепленный на ступице 24.

Три выступа *Б* нажимного диска, плотно входящие в окна кожуха 14, предназначены для передачи крутящего момента от кожуха через диск к задней фрикционной накладке.

Сцепление установлено на маховике 1 и расположено в картере 2, имеющем спереди заборное, а сзади выходное отверстие для создания в нем циркуляции воздуха, охлаждающего трущиеся детали.

В сцеплении с периферийными пружинами трущиеся поверхности равномерно сжаты по всей их площади, что является преимуществом сцепления этого типа. Однако конструкция его сложнее, чем у сцепления с центральной или диафрагменной пружиной. Кроме того, на больших угловых скоростях периферийные пружины под действием центробежных сил изгибаются, что уменьшает нажимное усилие, т. е. они чувствительны к повышенным угловым скоростям.

Сцепление с диафрагменной пружиной. Сцепление автомобиля ВАЗ-2101 «Жигули» (рис. 65, *а*) сухое однодисковое с диафрагменной пружиной, пружинно-фрикционным гасителем крутильных колебаний и гидравлическим приводом. Особенность сцепления этого типа состоит в том, что нажимная пружина 16 (рис. 65, *б*) изготовлена в виде диафрагмы совместно с рычагами выключения. Она представляет собой стальной тонкостенный усеченный конус с эластичными радиально расположенными лепестками (рычагами выключения).

На маховике 15 (рис. 65, *а*) болтами 3 укреплен кожух 5 сцепления, к которому ступенчатыми заклепками 4 прикреплены опорные кольца 17. Расположенная между ними диафрагменная пружина 16 наружными кромками связана с фиксаторами 14, приклепанными к нажимному диску 6. Между лепестками пружины и подшипником 21 установлен упорный фланец 18, который соединен с кожухом 5 тремя упругими пластинами 2, позволяющими фланцу перемещаться вдоль его оси. К фланцу 18 приклеено фрикционное кольцо 19 для увеличения трения между ним и подшипником 21 муфты выключения 20.

Разрезной упругий ведомый диск имеет двенадцать попарно

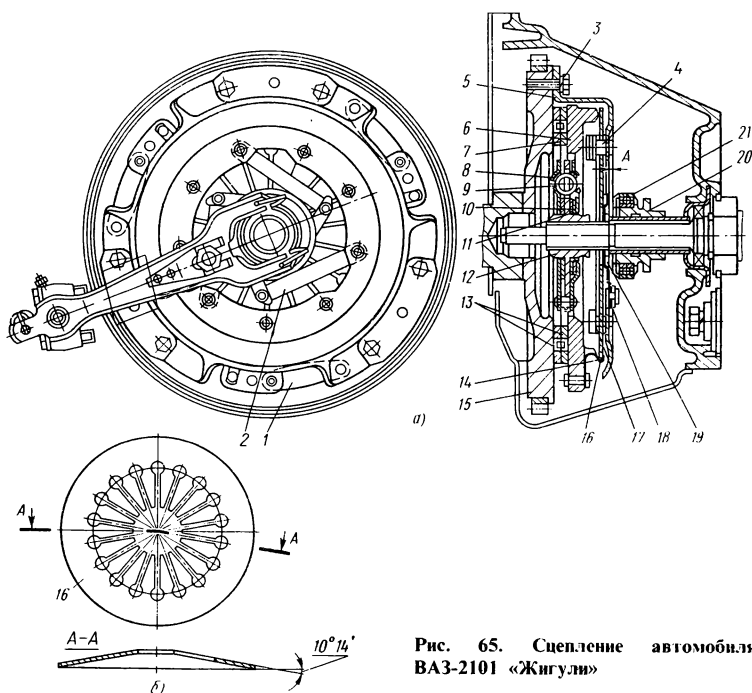


Рис. 65. Сцепление автомобиля ВАЗ-2101 «Жигули»

развернутых в разные стороны секторов, к которым приклепаны фрикционные накладки 13. Ведомый диск такой конструкции улучшает плавность включения сцепления и меньше подвержен короблению при нагревании.

Пружинно-фрикционный гаситель крутильных колебаний имеет шесть пружин 9, расположенных в отверстиях фланца ступицы 12 и двух дисков 8 гасителя, прикрепанных к ведомому диску 7. Между фланцами ступицы 12 и дисками 8 установлены два фрикционных кольца 11 и тарельчатая пружина 10, обеспечивающая постоянный момент трения гасителя.

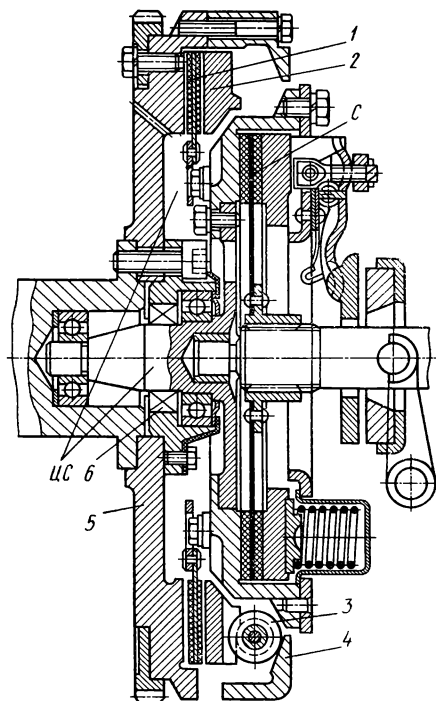
Крутящий момент к нажимному диску 6 и задней фрикционной накладке 13 передают три упругие пластины 1, соединяющие нажимной диск с кожухом 5 и позволяющие диску перемещаться вдоль его оси при сравнительно небольшой осевой силе, что несколько облегчает управление сцеплением.

К преимуществам сцепления с диафрагменной пружиной следует отнести простоту конструкции, меньшие габаритные размеры и массу, а также легкость управления, так как сила

диафрагменной пружины при выключении сцепления уменьшается. Кроме того, диафрагменная пружина малочувствительна к повышенным угловым скоростям — нажимное усилие при этом изменяется незначительно. Однако сцепление этого типа до настоящего времени устанавливали преимущественно на легковых автомобилях и грузовых автомобилях малой грузоподъемности из-за трудности изготовления диафрагменной пружины, рассчитанной на большие осевые усилия.

Центробежное сцепление. Однодисковое сухое центробежное сцепление ЦС, которое показано на рис. 66, включается и выключается автоматически при изменении угловой скорости коленчатого вала двигателя. Когда угловая скорость, повышаясь, достигает 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. Когда же угловая скорость,

Рис. 66. Центробежное сцепление:
ЦС — центробежное сцепление; С — пружинное сцепление



снижаясь, уменьшается 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 становится неосуществимым режим торможения автомобиля двигателем. Кроме того, при снижении угловой скорости коленчатого вала двигателя в результате значительного увеличения нагрузки сцепление пробуксовывает, что является причиной крайне малого распространения сцепления этого типа. Конструкция сцепления намного усложняется из-за необходимости установки второго (пружинного) сцепления *C*, предназначенного для разъединения двигателя и трансмиссии при высоких угловых скоростях, и муфты свободного хода *b*, которая передает момент в обратном направлении (от ведущих колес к двигателю) при торможении автомобиля двигателем.

Электромагнитные сцепления. В зависимости от принципа действия электромагнитные сцепления подразделяют на сцепления без ферронаполнителя (фрикционные) и сцепления с ферронаполнителем.

Электромагнитное сцепление без ферронаполнителя, упрощенная схема которого показана на рис. 67, *a*, состоит из связанного с двигателем сердечника 2 электромагнита с его обмоткой 3 и якоря 4, установленного на шлицах ведущего вала *b* коробки передач. Напряжение к обмотке 3 подводится через щетку 1 и контактное кольцо 7, а также через массу автомобиля. Ток, проходящий при этом по обмотке 3, создает магнитный поток, а сердечник 2, намагничиваясь и преодолевая сопротивление пружины 5, притягивает к себе якорь 4. В результате между якорем и сердечником возникает трение, необходимое для передачи крутящего момента от двигателя к коробке передач. Сила, прижимающая якорь к сердечнику, и, следовательно, момент трения сцепления зависят от силы тока в обмотке 3. В случае уменьшения силы тока сцепление пробуксовывает, а при выключении обмотки 3 — выключается, так как пружина 5 отводит якорь от сердечника.

К преимуществам сцепления этого типа следует отнести простоту конструкции и легкость автоматизации управления.

Электромагнитное сцепление с ферронаполнителем (порошком из карбинольного железа или легированной стали) показано на рис. 67, *б*. Сердечник 2 электромагнита (ведущий элемент) с обмоткой 3 установлен на маховике 8 двигателя, а якорь 4 (ведомый элемент) — на шлицах ведущего вала *b* коробки передач. Пространство между сердечником и якорем за-

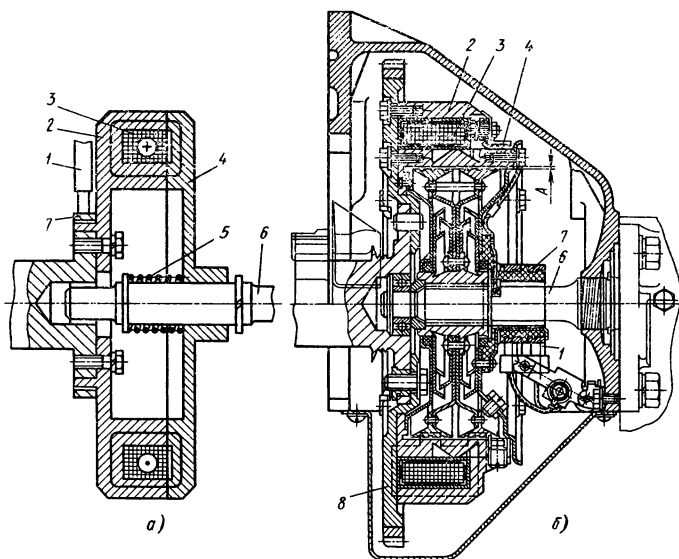


Рис. 67. Электромагнитные сцепления:
 а – без ферронаполнителя; б – с ферронаполнителем

полнено ферронаполнителем. Напряжение к обмотке 3 подводится с помощью щеток 1 и контактных колец 7. Ток, проходящий при этом по обмотке 3, создает магнитное поле, которое намагничивает частицы ферронаполнителя. В результате они притягиваются одна к другой, а также к рабочим поверхностям сердечника и якоря, соединяя ведущий и ведомый элементы между собой. При этом часть передаваемого момента создается силами трения, а часть – магнитными силами. Для пробуксовывания сцепления уменьшают силу тока в обмотке 3, а для выключения сцепления цепь размыкают.

Преимуществами сцепления этого типа являются плавность включения; очень медленное изнашивание сердечника и якоря; возможность плавного регулирования передаваемого момента при буксовании в пределах 0...100%; легкость автоматизации управления и отсутствие эксплуатационных регулировок. Однако из-за повышенного момента инерции якоря приходится увеличивать поверхности трения синхронизаторов.

Приводы сцепления. Привод предназначен для дистанционного управления сцеплением. Он может быть механическим, гидравлическим, пневматическим или вакуумным, а также ав-

томатизированным или неавтоматизированным. Неавтоматизированный привод может быть с усилителем или без него.

К основным требованиям, которые предъявляют к неавтоматизированному приводу сцепления, следует отнести легкость и удобство управления, доступность и легкость регулирования. Для обеспечения легкости и удобства управления нужно ограничивать усилие на педали сцепления и полный ее ход, который обычно находится в пределах 150...180 мм.

Механический привод (рис. 68, а) имеет следующую схему работы: усилие от педали 1 к подшипнику 10 муфты выключения передают рычаг 2 педали, валик 7 и его рычаг 6, регулировочная тяга 5, рычаг 3 вилки выключения, вилка 9 и муфта 8 выключения. Свободный ход педали регулируют, изменяя гайкой 4 длину регулировочной тяги 5.

К преимуществам механического привода сцепления относятся простота и надежность конструкции, а к недостаткам — меньший КПД, чем у гидравлического привода, и худшая изоляция кабины или салона в месте установки педали. Для уменьшения усилия на педали применяют усилитель. Так, например, механический (пружинный) усилитель снижает максимальное усилие на ней на 20...40%.

Гидравлический привод (рис. 68, б) работает по такой схеме: усилие от педали к вилке выключения 24 передают рычаг 11 педали, шток 12, поршень 14 главного цилиндра 13, тормозная жидкость в нем, трубопроводе 20 и рабочем цилиндре 21, а также его поршень 22 и шток 23.

Тормозная жидкость при выключении сцепления перетекает из главного цилиндра 13 в рабочий 21 через нагнетательный клапан 18, а при включении — в обратном направлении через обратный клапан 19, поддерживающий в приводе небольшое избыточное давление. Избыточное давление препятствует попаданию воздуха в трубопровод, что предотвращает отказ привода. При резком отпускании педали сцепления жидкость из питательного бачка 16 через перепускное отверстие 15 и отверстия в поршне 14 поступает в главный цилиндр, что снижает разрежение в нем. В результате исключается подсос воздуха в главный цилиндр привода. Жидкость, расширяясь при повышении и сжимаясь при снижении температуры, перетекает через компенсационное отверстие 17 из главного цилиндра в питательный бачок и обратно, что предотвращает самовыключение сцепления, выдавливание жидкости или подсос воздуха через неплотности.

Гидравлический привод устанавливают на легковых автомобилях, грузовых автомобилях малой и средней грузоподъем-

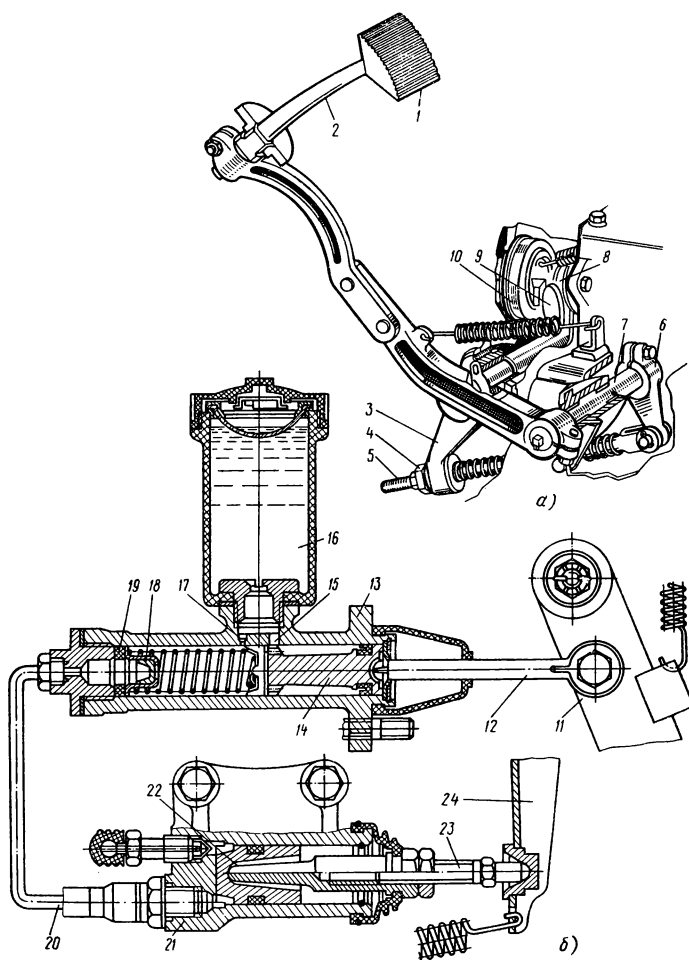


Рис. 68. Привод сцепления:
 а – механический; б – гидравлический

ности, а также на автобусах при значительном удалении сцепления от места водителя. Преимуществом гидравлического привода сцепления является больший КПД, чем у механического привода. Однако гидравлический привод сложнее и менее надежен, чем механический.

§ 58. МАТЕРИАЛЫ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ СЦЕПЛЕНИЯ И ТЕНДЕНЦИИ ЕГО РАЗВИТИЯ

Материалы основных деталей. Ведомый диск сцепления изготавливают из стали 85 (ГАЗ) или 50 (ЗИЛ), его ступицу – из стали 35 или 40Х, а нажимной диск – из чугуна СЧ 18–36 и других специальных чугунов. Пружины сцепления навивают из проволоки, изготовленной из стали 60Г, 85 или 50ХФА.

Для автомобильных сцеплений в основном применяют асбофрикционные накладки, в состав которых входят асбест (термостойкий каркасный материал), наполнители (смоляные частицы, увеличивающие износостойкость; медь, латунь, бронза, алюминий в виде порошка, стружки или кусков проволоки, улучшающие теплопроводность и плавность включения, а также цинк, свинец, графит) и связующие (смолы, синтетические каучуки и их комбинации для улучшения фрикционных свойств, износо- и термостойкости).

Тенденции развития сцепления. Наиболее перспективным для установки как на легковых, так и на грузовых автомобилях является сцепление с диафрагменной пружиной. Более широкое распространение получают также приводы сцепления, не имеющие зазора между рычагами выключения и подшипником муфты выключения.

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 конструкции, преимущества и недостатки сцеплений различных типов?
5. Из каких материалов изготавливают основные детали сцепления?

ГЛАВА XII

КОРОБКА ПЕРЕДАЧ

Коробка передач предназначена для изменения передаваемого крутящего момента по величине и направлению. Ее используют также для длительного разъединения двигателя и трансмиссии.

§ 59. КЛАССИФИКАЦИЯ СТУПЕНЧАТЫХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ И ТРЕБОВАНИЯ К НИМ

Классификация. Ступенчатые коробки передач классифицируют по следующим основным признакам: по подвижности валов и осей различают коробки с неподвижными валами (геометрическими осями валов) и планетарные (с подвижными осями части зубчатых колес — сателлитов); по числу валов коробки с неподвижными валами делят на двух-, трех- и многовальные; по числу ступеней, т. е. передач для движения вперед, коробки могут быть двух-, трех-, четырех-, пяти- и многоступенчатыми (двух- и трехступенчатые коробки применяют совместно с бесступенчатым трансформатором); по способу переключения передач их подразделяют на коробки с переключением передач подвижными зубчатыми колесами (каретками), зубчатыми муфтами, синхронизаторами или фрикционными; по выполняемым функциям коробки делят на основные и дополнительные (делители и демультипликаторы); по способу управления различают неавтоматические (с непосредственным и дистанционным управлением), полуавтоматические и автоматические коробки передач.

Наибольшее распространение получили четырех- и пятиступенчатые коробки передач. Многоступенчатые коробки с числом ступеней 6—16 устанавливают на грузовых автомобилях большой грузоподъемности или высокой проходимости.

Требования. К основным требованиям, которые предъявляют к ступенчатым коробкам передач, следует отнести обеспечение наилучших тяговых и топливно-экономических свойств автомобиля, легкости управления, безударного переключения часто используемых передач, бесшумности работы, а также общих требований (высокий КПД; простота конструкции и небольшая стоимость; малые габаритные размеры и масса; удобство обслуживания и ремонта, надежность).

Чтобы удовлетворить первое требование, необходимо правильно выбрать число ступеней коробки передач и определить их передаточные числа. Так, например, увеличивая число ступеней, можно улучшить динамичность и топливную экономичность автомобиля. Однако при этом усложняется конструкция, возрастают габаритные размеры, масса и стоимость коробки, а также затрудняется управление автомобилем. Вместе с тем увеличение числа ступеней обычно сопровождается увеличением 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. Как указывалось, передачи переключают с помощью подвижных зубчатых колес (кареток), зубчатых муфт (обычных или легкого включения), синхронизаторов или фрикционов. Наиболее просты коробки с переключением передач каретками, однако каретки не обеспечивают безударного переключения передач, и поэтому долговечность коробки оказывается очень низкой. Зубчатые муфты несколько повышают ее долговечность, так как удары при переключении воспринимает большее число зубьев муфт и включаемых зубчатых венцов. Вместе с тем при установке муфт удары полностью не устраняются, а конструкция коробки усложняется.

Для безударного бесшумного переключения передач устанавливают синхронизаторы, которые, однако, усложняют конструкцию, увеличивают габаритные размеры, массу и стоимость коробки передач. Поэтому наибольшее распространение получили коробки, в которых высшие передачи переключают синхронизаторами, а низшие – зубчатыми муфтами и каретками.

Шум при работе коробки передач, зависящий в основном от типа установленных в ней зубчатых колес, значительно уменьшается при замене прямозубых зубчатых колес косозубыми или шевронными (последние используют очень редко).

§ 60. КОНСТРУКЦИИ СТУПЕНЧАТЫХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Коробки передач легковых автомобилей могут быть двух- или трехвальными и иметь три, четыре или пять ступеней.

Четырехступенчатые коробки передач. Такие коробки изготавливают как трех-, так и двухвальными (последние устанавливают на легковых автомобилях с передним или задним расположением двигателя и трансмиссии).

Обычно у трехвальной четырехступенчатой коробки высшая передача – прямая. При движении на прямой передаче момент передается без использования зубчатого зацепления, и поэтому потери энергии в зацеплении и износ зубчатых колес практически отсутствуют, а шум при работе снижается. Кроме того, необходимые передаточные числа понижающих ступеней этой коробки получают, используя для каждой из них две пары зубчатых колес, что уменьшает расстояние между валами, га-

баритную высоту и массу коробки. Увеличивается также дорожный просвет под ее картером.

Первую передачу включают чаще передачи заднего хода, поэтому шестерню (ведущее зубчатое колесо) первой передачи обычно располагают около задней опоры промежуточного вала, чтобы уменьшить его прогиб и износ зубчатых колес, работающих на этой передаче.

Почти все зубчатые колеса коробки передач изготавливают косозубыми, так как они работают с меньшим шумом. Кроме того, косозубые зубчатые колеса прочнее и долговечнее прямозубых. Их недостатком являются возникающие во время работы осевые силы, которые при больших углах наклона зубьев значительно увеличивают нагруженность подшипников. Осевые силы, действующие на промежуточный вал, можно взаимно уравновесить, если подобрать углы наклона зубьев колеса (ведомого зубчатого колеса) постоянного зацепления $\beta_{п.з}$ и шестерни включаемой передачи $\beta_{вп}$ так, чтобы при одинаковых модулях обеспечить равенство

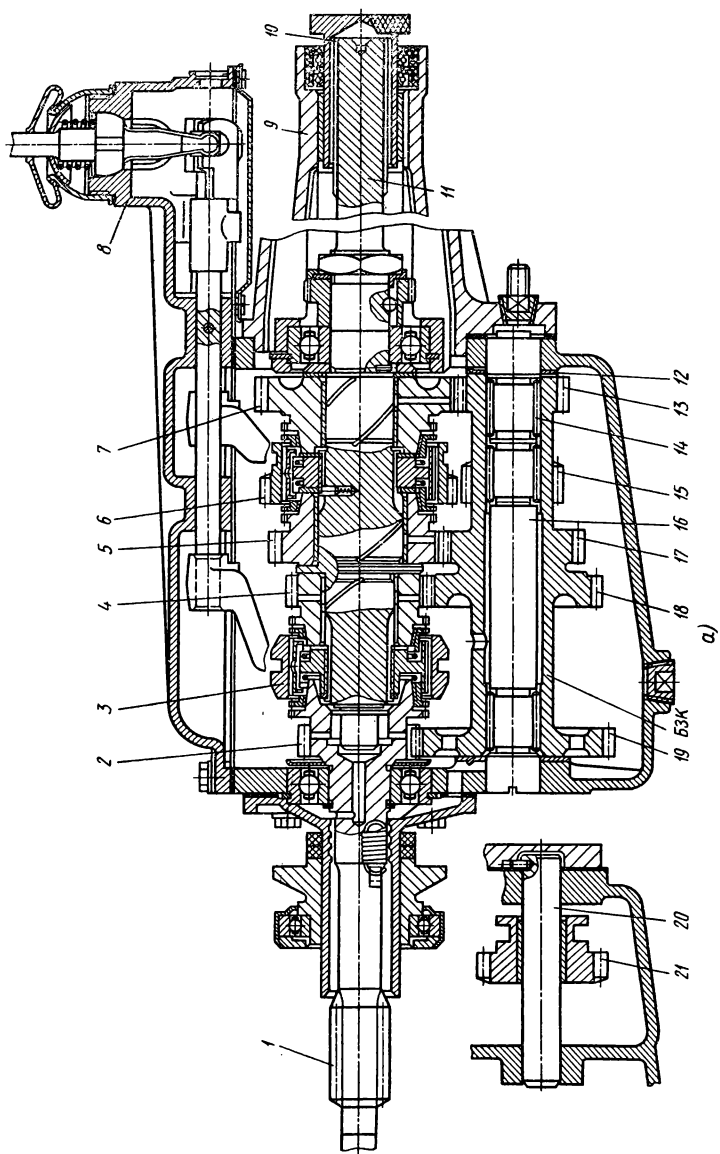
$$\operatorname{tg}\beta_{п.з}/\operatorname{tg}\beta_{вп} = Z_{п.з}/Z_{вп},$$

где $Z_{п.з}$ и $Z_{вп}$ — числа зубьев упомянутых ведомого и ведущего зубчатых колес.

Коробка передач автомобиля ГАЗ-24 «Волга» (рис. 69, а) — трехвальная четырехступенчатая с непосредственным управлением и инерционными синхронизаторами на всех ступенях. Три вала установлены на подшипниках качения и скольжения: ведущий 1, промежуточный (блок его зубчатых колес БЗК) и ведомый 11. Совместно с ведущим валом изготовлена шестерня 2 постоянного зацепления, соединенная с колесом 19.

Блок зубчатых колес, состоящий из шестерен первой 13, второй 17 и третьей 18 передач, передачи заднего хода 15, а также колеса 19 постоянного зацепления, установлен на оси 16 на игольчатых подшипниках 14. От осевых смещений его удерживают бронзовые упорные шайбы 12.

Колеса первой 7, второй 5 и третьей 4 передач установлены на ведомом валу 11 свободно и постоянно зацеплены с шестернями 13, 17 и 18. Между колесом 4 и ведущим валом 1, а также между колесами 5 и 7 расположены инерционные синхронизаторы. Перемещая муфту 6 синхронизатора первой и второй передач назад (на рисунке вправо), включают первую передачу, а перемещая ее вперед (влево), — вторую. Если же переместить муфту 3 синхронизатора третьей и четвертой передач назад, включается третья передача, а вперед — четвертая (прямая).



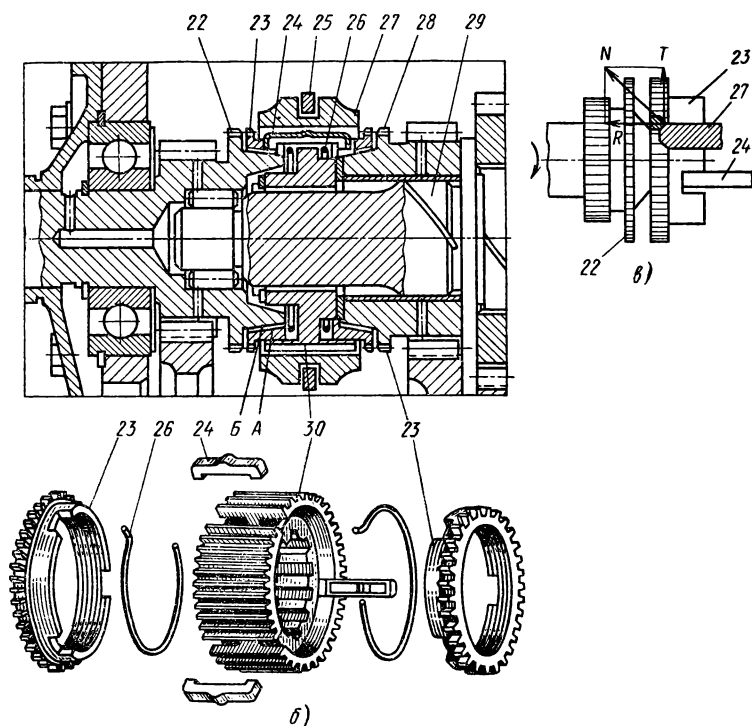


Рис. 69. Коробка передач автомобиля ГАЗ-24 «Волга»: *а* – устройство; *б* – продольный разрез; *в* – принцип действия инерционного синхронизатора

На муфте *б* нарезаны наружные зубья колеса заднего хода, что упрощает конструкцию коробки передач и уменьшает ее габаритные размеры. Чтобы включить передачу заднего хода, промежуточное зубчатое колесо *21* этой передачи, свободно установленное на оси *20*, вводят в зацепление с шестерней *15* и наружными зубьями муфты *б*. При этом ведомый вал вращается в обратном направлении вследствие того, что момент от блока зубчатых колес к нему передают не два, а три зубчатых колеса *15*, *21* и *б*. Так как зубчатые колеса постоянного зацепления косозубые, то шум коробки передач на всех ступенях значительно снижается. Момент ведущей вилки переднего карданного шарнира передают шлицы *10* ведомого вала.

Как указывалось, все передачи для движения вперед включают с помощью синхронизаторов. Чтобы включить, напри-

мер, четвертую (прямую) передачу, муфту 27 синхронизатора (рис. 69, б) вилкой 25, управляемой водителем, перемещают по зубьям ступицы 30 вперед (на рисунке влево). Вместе с ней перемещается бронзовое блокирующее кольцо 23, так как в него упираются расположенные в пазах ступицы 30 три сухаря 24, выступы которых под действием двух кольцевых пружин 26 входят во внутреннюю кольцевую канавку муфты 27. Кольцо 23 перемещается до соприкосновения конусов (конических поверхностей A и B кольца 23 и выключаемого зубчатого венца 22, изготовленного совместно с ведущим валом 1). Так как пазы в блокирующем кольце на величину шага между зубьями шире входящих в них сухарей, а угловая скорость конуса B при переходе с низшей (третьей) передачи на высшую (четвертую) больше, чем у конуса A , то под действием сил трения блокирующее кольцо поворачивается до упора в сухари 24. В результате происходит блокировка синхронизатора, и начинается уравнивание угловых скоростей венца 22 и муфты 27 (рис. 69, в).

При блокировке зубья муфты 27 своими скошенными поверхностями упираются в скошенные поверхности зубьев кольца 23 под действием осевых сил, одна из которых — составляющая R силы N , воспринимаемой зубом кольца, — показана на рисунке. Как следствие этого, между конусами возникают силы трения, притормаживающие зубчатый венец. Конус B проскальзывает относительно конуса A под действием инерционного момента ведомых частей сцепления и связанных с ними вращающихся деталей коробки. В результате часть накопленной ими кинетической энергии преобразуется в теплоту, что снижает угловую скорость венца 22 до угловой скорости кольца 23 и муфты 27. Поэтому до тех пор, пока действует инерционный момент, т. е. до уравнивания угловых скоростей, переместить муфту 27 вдоль ее оси и тем самым включить четвертую передачу нельзя, так как этому препятствуют равные по величине силам R и противоположно направленные реакции зубьев кольца 23. Как только произойдет уравнивание угловых скоростей, блокирующее кольцо под действием касательных сил, одна из которых — составляющая T силы N , поворачивается в обратном направлении; когда впадины между зубьями кольца 23 оказываются расположенными против зубьев муфты 27, под действием осевой силы муфта 27 (рис. 69, б), утапливая сухари 24 и сжимая пружины 26, перемещается вперед и, поворачивая скошенными поверхностями своих зубьев венец 22, бесшумно соединяет между собой зубья венца 22 и ступицы 30 синхронизатора, установленной на шлицах ведомого вала 29,

г. е. включает высшую (четвертую) передачу. Таким образом, при переходе с низшей передачи на высшую синхронизатор представляет собой тормозной механизм, частично поглощающий кинетическую энергию замедляемых маховых масс.

Когда же переходят с высшей (четвертой) передачи на низшую (третью), муфту 27 перемещают назад (на рисунке вправо). При этом конус кольца 23, вращаясь быстрее конуса включаемого зубчатого венца 28 и сообщая ему энергию, повышает угловые скорости венца 28 и связанных с ним вращающихся деталей коробки и ведомых частей сцепления до уравнивания угловых скоростей венца 28 и муфты 27, что обеспечивает бесшумное включение низшей (третьей) передачи. Следовательно, при переходе с высшей передачи на низшую синхронизатор выполняет функции сцепления, передающего энергию ускоряемым маховым массам.

Углы наклона зубьев колеса 19 (см. рис. 69, а) и шестерен 13, 17 и 18 соответственно первой, второй и третьей передач подобраны так, что во время работы на этих передачах осевые силы, действующие на БЗК, почти полностью уравнивают одна другую.

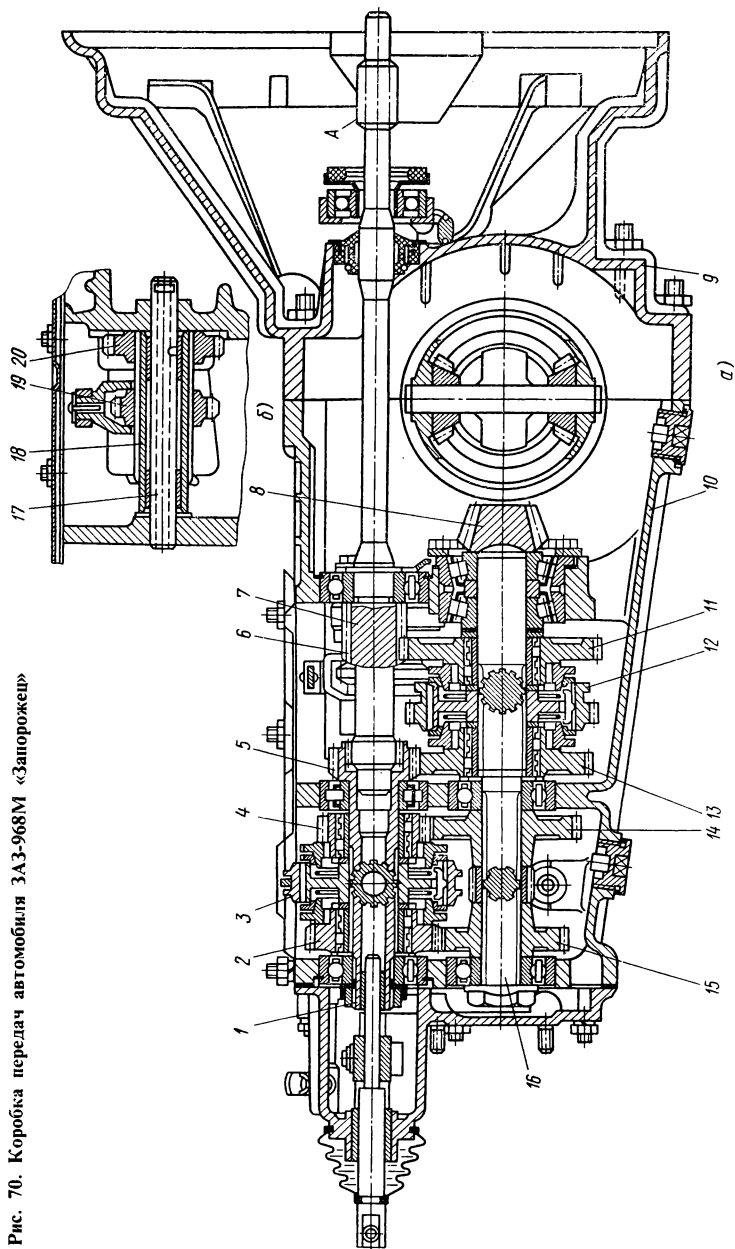
Картер 22 коробки передач имеет удлинитель 9, который позволяет отказаться от промежуточного карданного вала и его опоры и тем самым уменьшить длину карданной передачи. Сверху картер закрыт крышкой 8 с расположенным в ней механизмом переключения передач.

Коробка передач автомобиля ЗАЗ-968М «Запорожец» (рис. 70, а) — двухвальная четырехступенчатая с дистанционным управлением и инерционными синхронизаторами на всех ступенях.

Ведущий 7, промежуточный 1 и ведомый 16 валы коробки установлены на подшипниках качения, причем ведущий и промежуточный валы представляют собой две части одного вала, соединенные между собой с помощью шлицев. На шлицах А ведущего вала расположен ведомый диск сцепления. Ведомый вал изготовлен совместно с шестерней 8 главной передачи.

Шестерни первой 6 и второй 5 передач изготовлены совместно соответственно с ведущим и промежуточным валами, а шестерни третьей 4 и четвертой 2 передач установлены на промежуточном валу свободно. Колеса первой 11 и второй 13 передач, свободно установленные на ведомом валу, постоянно зацеплены с шестернями 6 и 5, а колеса третьей 14 и четвертой 15 передач, расположенные на шлицах ведомого вала, — с шестернями 4 и 2.

Рис. 70. Коробка передач автомобиля ЗАЗ-968М «Запорожец»



На ведомом валу, между колесами 11 и 13, расположен инерционный синхронизатор первой и второй передач. Инерционный синхронизатор третьей и четвертой передач установлен на промежуточном валу, между шестернями 2 и 4. На муфте 12 синхронизатора нарезаны наружные зубья колеса заднего хода. Если муфту 12 синхронизатора переместить вправо, то включится первая передача, а влево — вторая. При перемещении муфты 3 синхронизатора вправо включается третья передача, а влево — четвертая (повышающая).

Передачу заднего хода включают, перемещая шестерню заднего хода 19 (рис. 70, б) влево по пустотелому шлицевому валу 18, свободно установленному на оси 17, до ввода ее в зацепление с зубьями на муфте 12 (рис. 70, а). Так как колесо заднего хода 20, установленное на шлицах вала 18, постоянно зацеплено с шестерней 6 первой передачи, то крутящий момент от ведущего вала к ведомому при этом передают три зубчатых колеса: 6, 20, 19 и зубья на муфте 12 синхронизатора. В результате ведомый вал начинает вращаться в обратном направлении.

Картеры 9 и 10 образуют общий картер коробки передач, главной передачи и дифференциала.

К преимуществам двухвальных коробок передач следует отнести более высокий КПД, чем у трехвальных, так как момент на каждой из ступеней передает одна пара зубчатых колес (КПД трехвальной коробки выше только на прямой, наиболее часто применяемой передаче). Двухвальную коробку обычно располагают в общем с главной передачей и дифференциалом картере, что упрощает конструкцию коробки и главной передачи.

Недостатком двухвальных коробок передач является сравнительно узкий диапазон передаточных чисел для грузовых автомобилей (от 0,7...0,8 до 3,5...4,0).

§ 61. КОНСТРУКЦИИ СТУПЕНЧАТЫХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Коробки передач грузовых автомобилей могут быть трех- и многовальными с числом ступеней в пределах 4—16. Для грузовых автомобилей малой грузоподъемности наибольшее распространение получили четырехступенчатые коробки. Пятиступенчатые коробки применяют на автомобилях средней грузоподъемности. На автомобилях же особо большой грузоподъемности устанавливают четырех-, пяти- и шестиступенчатые основные коробки передач. Для расширения диапазо-

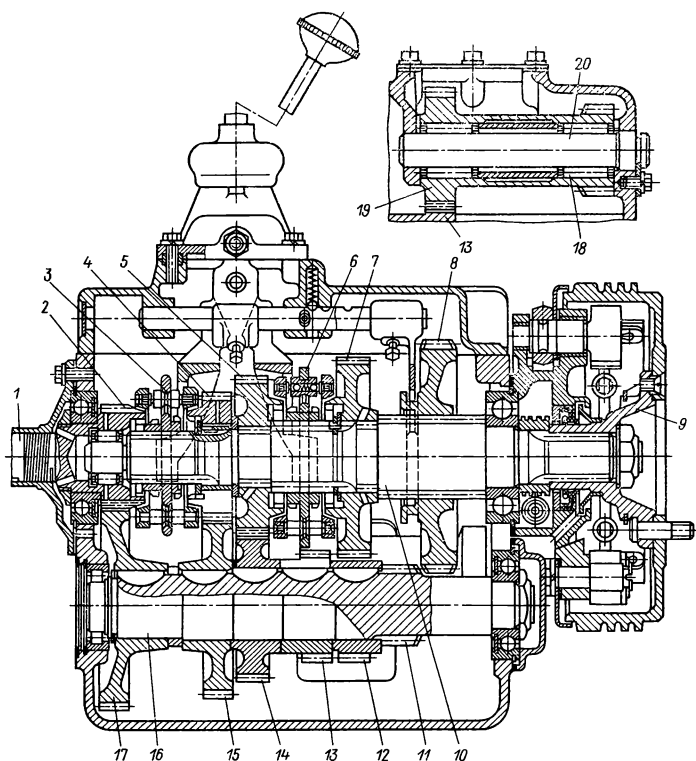


Рис. 71. Коробка передач автомобиля ЗИЛ-130

на передаточных чисел и увеличения числа ступеней используют двух- или трехступенчатые дополнительные коробки, которые располагают до и после основной коробки в общем или в отдельном от основного картере.

Коробка передач автомобиля ЗИЛ-130 (рис. 71) — трехвальная пятиступенчатая с непосредственным управлением и инерционными синхронизаторами на всех, кроме первой, ступенях. Три вала (ведущий 1, промежуточный 16 и ведомый 10) установлены на подшипниках качения. Совместно с ведущим валом изготовлена шестерня 2 постоянного зацепления, соединенная с колесом 17.

Шестерня 11 первой передачи изготовлена совместно с промежуточным валом, а шестерни второй 12, третьей 14 и четвертой 15 передач, а также колесо 17 постоянного зацепления установлены на нем на сегментных шпонках.

Каретка 8 с зубчатыми венцами первой передачи и передачи заднего хода может перемещаться по шлицам ведомого вала. При вводе ее в зацепление с шестерней 11 включается первая передача. Чтобы включить передачу заднего хода, каретку 8 вводят в зацепление с шестерней блока зубчатых колес 19 этой передачи, колесо которого постоянно зацеплено с шестерней 13. При этом ведомый вал вращается в обратном направлении, так как момент от промежуточного вала передают ему не два, а три зубчатых колеса 13, 19 и 8. Блок зубчатых колес установлен на оси 20 на игольчатых подшипниках 18.

Колеса второй 7, третьей 5 и четвертой 4 передач установлены на ведомом валу свободно и постоянно зацеплены с шестернями 12, 14 и 15. Между колесом 4 и ведущим валом 1, а также между колесами 7 и 5 расположены инерционные синхронизаторы. Перемещая муфту 6 синхронизатора второй и третьей передач назад (на рисунке вправо), включают вторую передачу, а перемещая ее вперед (влево), — третью. Если же переместить муфту 3 синхронизатора четвертой и пятой передач назад, включается четвертая передача, а вперед — пятая (прямая). Момент карданной передаче передает фланец 9, установленный на шлицах ведомого вала.

§ 62. МЕХАНИЗМ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ

Механизм переключения передач неавтоматической коробки предназначен для выбора, включения и выключения передач самим водителем. Кроме того, этот механизм предотвращает самопроизвольное включение и выключение передач и одновременное включение двух передач. В зависимости от принципа действия механизмы переключения передач подразделяют на механические и гидравлические. К основным требованиям, которые предъявляют к механизму переключения, следует отнести удобство и легкость управления.

При непосредственном управлении коробкой рычаг переключения передач устанавливают на самой коробке, а при дистанционном — на рулевой колонке или на полу кузова, вблизи места водителя.

Если рычаг переключения передач расположить на рулевой колонке, то можно обеспечить не только более удобное управление коробкой, но и разместить на переднем сиденье легкового автомобиля троих пассажиров. Однако от такого расположения рычага переключения в последнее время практически отказались и устанавливают рычаг непосредственно на коробке, что упрощает механизм переключения, делает его более надежным и менее металлоемким.

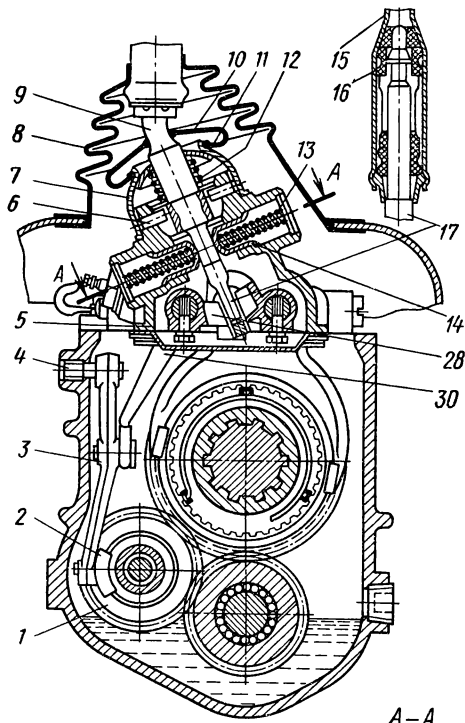
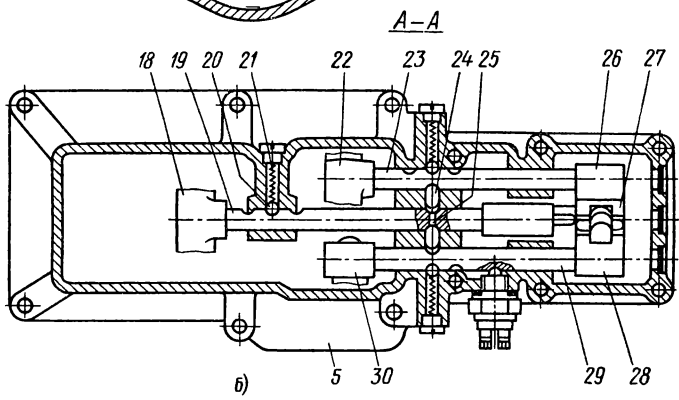


Рис. 72. Механизм переключения передач автомобиля ГАЗ-24 «Волга»



Рычаг переключения у коробки передач автомобиля ГАЗ-24 «Волга» расположен на крышке 5 ее картера (рис. 72). Нижняя часть 17 рычага установлена в шаровой опоре, выполненной в крышке. Сверху эту часть рычага удерживает пружина 12, ко-

торая упирается в сферическое седло 11 и прижимает его к сферическому колпаку 7, уплотняя место выхода рычага из крышки. На нижнюю часть рычага 9 надеты уплотнители 8 и 10 пола и крышки картера. От проворачивания рычага переключения удерживается двумя штифтами 6, входящими в пазы его сферического утолщения. Верхняя часть 15 рычага соединена с нижней его частью 17 демпфирующим устройством 16, которое гасит вибрации.

Упоры 14, нагруженные пружинами 13, удерживают рычаг переключения в среднем положении, при котором нижний его конец входит в паз поводка 27 среднего ползуна 19. В этом положении рычага с помощью ползуна 19 и вилки 18, связанной с муфтой синхронизатора третьей и четвертой передач, можно включить третью или четвертую передачу. Если же нижний конец рычага ввести в паз поводка 26, то можно включить первую или вторую передачу, а в паз поводка 28 — передачу заднего хода. В первом случае передачи включают посредством ползуна 23 и вилки 22, связанной с муфтой синхронизатора первой и второй передач, а во втором — с помощью ползуна 29 и рычага 30, поворачивающего относительно оси 4 рычаг 3, который сухарем 2 перемещает промежуточное зубчатое колесо 1 заднего хода вдоль его оси вперед (на нижнем рисунке влево) и тем самым включает передачу заднего хода.

Ползуны 19, 23 и 29 механизма переключения во включенном и нейтральном положениях удерживаются фиксаторами, шарики 20 которых под действием пружин 21 входят в соответствующие выемки на ползунах, препятствуя продольному их перемещению. Одновременное включение двух передач предотвращают замки, состоящие из двух сухарей 24 и штифта 25, вставленного в отверстие среднего ползуна 19. Если переместить средний ползун вдоль его оси, то сухари 24, выйдя из его выемок, входят в выемки крайних ползунков и запирают их. Если же переместить один из крайних ползунков, то сухарь, выйдя из его выемки, запирает средний ползун и одновременно перемещает штифт 25 и второй сухарь, который запирает другой крайний ползун. При одновременном перемещении двух ползунков расположенный между ними сухарь запирает их.

§ 63. МАТЕРИАЛЫ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ СТУПЕНЧАТЫХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ

Зубчатые колеса коробок у легковых автомобилей изготавливают из цинкируемых легированных сталей с содержанием углерода свыше 0,35%, например, из стали 35X (ГАЗ), а

у грузовых автомобилей и автобусов – из цементуемых легированных сталей с содержанием углерода до 0,3%. Так, например, колеса ведомого вала изготавливают из стали 25ХГМ, а зубчатые колеса промежуточного вала – из стали 25ХГТ (для грузовых автомобилей семейства ЗИЛ).

Валы коробок передач изготавливают из следующих материалов: ведущий и ведомый – из стали 30Х (ГАЗ) и 25ХГМ (ЗИЛ), а промежуточный – из стали 45 (ось, ГАЗ) и 30Х (блок зубчатых колес, ГАЗ), а также из стали 25ХГТ (ЗИЛ).

Детали синхронизаторов изготавливают из следующих материалов: ступица – сталь 30Х; муфта – сталь 30ХА; сухари – сталь 20 или 08 кп; блокирующие кольца – бронза БрОЦС6–6–3 (ГАЗ).

Детали механизма переключения передач штампуют из следующих материалов: рычаг переключения – сталь 35; ползуны и вилки – цементуемая, цианируемая или закаляемая с нагревом ТВЧ сталь 20, 30, 40 или 45.

Картеры коробок передач, их крышки и удлинители у легковых автомобилей отливают из литейных алюминиевых сплавов, а у грузовых – из серых чугунов СЧ 18, СЧ 24 (картеры) и СЧ 15, СЧ 18 (крышки). Малонагруженные крышки часто штампуют из листовой стали.

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 передач и как удовлетворяют их?
4. В чем состоят особенности конструкций, преимущества и недостатки трех- и двухвальных ступенчатых коробок передач?
5. Каковы устройство и принцип действия инерционного синхронизатора?
6. Каковы устройство и принцип действия механизма переключения передач? Преимущества и недостатки механизмов при различном расположении рычага переключения?
7. Из каких материалов изготавливают основные детали ступенчатых коробок передач?

§ 64. КЛАССИФИКАЦИЯ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ И ТРЕБОВАНИЯ К НИМ

Классификация. Современные гидромеханические коробки передач включают в себя комплексный или блокируемый гидротрансформатор и ступенчатую механическую автоматическую или неавтоматическую коробку, которая может быть с неподвижными валами или планетарной.

Реакторное колесо комплексного гидротрансформатора установлено на муфте свободного хода, которая при большом передаточном отношении обеспечивает переход его на режим гидромутфы, что повышает КПД гидротрансформатора. В блокируемом гидротрансформаторе в этом случае с той же целью с помощью фрикционного сцепления блокируют (соединяют между собой) насосное и турбинное колеса.

Требования. К гидромеханическим коробкам передач предъявляют следующие основные требования: они должны обеспечивать достаточно широкий диапазон передаточных чисел трансмиссии и минимальный перерасход топлива сравнительно с автомобилями, трансмиссии которых имеют только ступенчатую механическую коробку. К общим предъявляемым к ним требованиям следует отнести обеспечение высокого КПД, наименьшей массы, небольшой стоимости и достаточной долговечности.

§ 65. КОНСТРУКЦИЯ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ

Гидромеханическая коробка передач автомобилей ЗИЛ-114 и ЗИЛ-117 (рис. 73) состоит из комплексного гидротрансформатора и двухступенчатой механической автоматической планетарной коробки.

Гидротрансформатор установлен на коленчатом валу 6 двигателя и заменяет его маховик. 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 ведущего вала 7 планетарной коробки, а реактор — к наружной обойме роликовой муфты 5 свободного хода. Внутренняя обойма муфты соединена шлицами с неподвижным пустотельным валом 12 реактора, жестко связанным с картером 16 коробки. Приваренная к корпусу 10 крышка 3 болтами соединена с диском 9, укрепленным на коленчатом валу. Сзади на корпусе 10 установлена ступица 14, опорная шейка которой вставлена во втулку переднего масляного насоса 15 и уплотнена сальником 13.

Гидротрансформатор расположен в картере 1, укрепленном на картере двигателя. Корпус 10 гидротрансформатора заполнен маловязким (турбинным) маслом, находящимся под давлением, которое создает передний масляный насос 15. Масло, охлаждая гидротрансформатор, стекает в поддон 27 картера 16 коробки через водомаслоохладитель, встроенный в систему охлаждения двигателя.

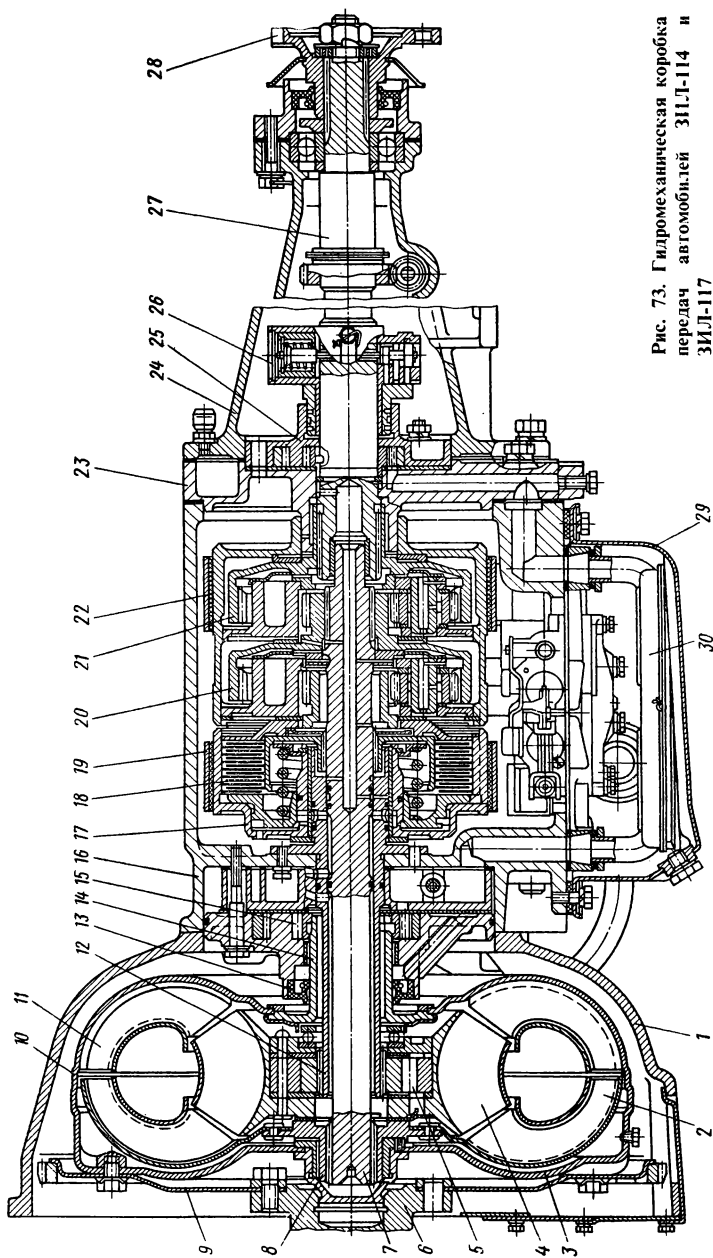


Рис. 73. Гидромеханическая коробка передач автомобилей ЗИЛ-114 и ЗИЛ-117

В картере 16 коробки, укрепленном на картере 1 гидротрансформатора, расположены ведущий 7 и ведомый 25 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 23, центробежный регулятор давления 24, клапаны управления 29 и редукционные клапаны 30. В поддоне 27 картера находится маслоприемник 28 масляных насосов 15 и 23. К фланцу 26, установленному на шлицах ведомого вала, присоединяют карданную передачу.

На шлицах ведущего вала 2 планетарной коробки (рис. 74), связанного с турбиной *T* гидротрансформатора 1, установлен ведущий барабан 3 сцепления второй (прямой) передачи со стальными ведущими дисками 4, имеющими фрикционные накладки, а также выполненные в виде единого блока коронное 14 и солнечное 15 зубчатые колеса переднего и заднего планетарных рядов. Каждый ряд имеет по три сателлита 11, установленных на осях 12 на игольчатых подшипниках. Сателлиты 11 и постоянно зацепленные с ними солнечные 13 и 15 и коронные 14 и 16 зубчатые колеса — косозубые. Оси 12 сателлитов запрессованы в водила 10, соединенные шлицами с тормозным барабаном 9 ленточного заднего тормоза 8 передачи заднего хода. Солнечное зубчатое колесо 13 переднего ряда, свободно установленное на ведущем валу, соединено 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 и поэтому могут перемещаться вдоль своей оси. Ведомый барабан является также тормозным

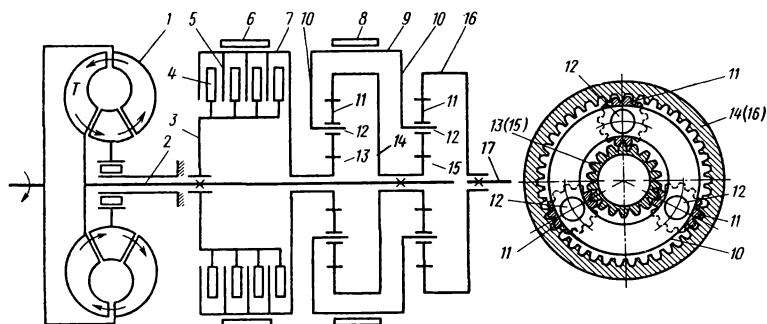


Рис. 74. Схема планетарной коробки передач автомобилей ЗИЛ-114 и ЗИЛ-117

барабаном переднего ленточного тормоза 6 первой (понижающей) передачи. Коронное зубчатое колесо 16 соединено шлицами с ведомым валом 17 коробки.

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 педалью управления подачи топлива и кнопками Н, П, Д и ЗХ на пульте управления, расположенном около щитка водителя. Кнопки заблокированы между собой так, что при нажатии на одну из них и фиксации ее во включенном положении одновременно выключается другая, ранее включенная.

Если включена кнопка Н (нейтраль), то оба тормоза и сцепление выключены, ведущий и ведомый валы разъединены, и поэтому коробка момента 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). В результате включают передний тормоз 6, т. е. затягивают его ленту, которая затормаживает солнечное зубчатое колесо 13. Момент в этом случае передают вал 2, зубчатое колесо 14, сателлиты 11 и оси 12 переднего ряда, барабан 9, оси 12 и сателлиты 11 заднего ряда, зубчатое колесо 16 и вал 17. Сателлиты переднего ряда, обкатываясь по неподвижному солнечному зубчатому колесу 13, вращают водила 10 и оси 12 в том же направлении, в котором вращается ведущий вал, но с меньшей, чем у него, угловой скоростью. Одновременно солнечное зубчатое колесо 15, вращаясь в том же общем направлении, поворачивает сателлиты заднего ряда в обратном направлении. В результате сателлиты, вращаясь вместе с осями, увлекают за собой коронное зубчатое колесо 16, а поворачиваясь вокруг своих осей, «отбрасывают» его назад, уменьшая ее угловую скорость и увеличивая передаточное число планетарной коробки до 1,72. Передаточное число гидромеханической коробки при этом может непрерывно изменяться в пределах 1,72...4,13.

Перед работой автомобиля в обычных дорожных условиях включают кнопку Д (движение). В этом случае изменение режимов движения происходит при нажатии на педаль управления подачи топлива. Так, например, в начале разгона автомобиля с места или с небольшой скорости, когда подача топлива незначительна, автоматически включается тормоз 6 и, следовательно, первая передача. В конце разгона на ней при опреде-

ленной скорости автоматически выключаются передний тормоз и одновременно включается сцепление. В результате блокируются солнечные зубчатые колеса 13 и 15, и поэтому все элементы планетарных рядов и в том числе ведущий 2 и ведомый 17 валы вращаются как одно целое, т. е. включается вторая (прямая) передача. В этом случае передаточное число гидромеханической коробки непрерывно изменяет гидротрансформатор в пределах 2,4...1,0.

Если в результате увеличения нагрузки скорость значительно уменьшается, то автоматически выключается сцепление и одновременно включается передний тормоз и, следовательно, первая передача.

Нажимая на кнопку ЗХ (задний ход), включают задний тормоз 8. Оси 12 сателлитов 11 заднего ряда при этом затормаживаются, а солнечное зубчатое колесо 15 и входящие с ним в зацепление сателлиты 11 вращают коронное зубчатое колесо 16 и ведомый вал 17 в обратном направлении.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Как классифицируют гидромеханические коробки передач?
2. Какие основные требования предъявляют к гидромеханическим коробкам?
3. Как устроен комплексный гидротрансформатор?
4. Каковы устройства и принцип действия планетарной коробки?

§ 66. КЛАССИФИКАЦИЯ РАЗДАТОЧНЫХ КОРОБОК И ТРЕБОВАНИЯ К НИМ

Раздаточная коробка распределяет крутящий момент между ведущими мостами многоприводного автомобиля.

Классификация. Раздаточные коробки могут быть одно-, двух- и очень редко трехступенчатыми. Ступени двухступенчатой коробки являются или понижающими, или одна из них понижающей, а другая – прямой.

Если на автомобиле повышенной проходимости установлена основная коробка, имеющая необходимое число ступеней и требуемое передаточное число низшей передачи, то раздаточная коробка только распределяет крутящий момент между ведущими мостами. Когда же в качестве основной использована коробка передач автомобиля обычной проходимости, то в раздаточной коробке предусматривают понижающую передачу.

В зависимости от схемы раздаточные коробки делятся на коробки с заблокированным и дифференциальным приводами ве-

дущих мостов и отличаются одна от другой, например, у автомобиля 4 × 4, тем, что валы переднего и заднего мостов в первой из них связаны между собой зубчатыми колесами жестко, а во второй — межосевым дифференциалом.

Если на рассматриваемом автомобиле установлена раздаточная коробка с заблокированным приводом, то в определенных условиях (при неодинаковых радиусах качения передних и задних колес, во время движения на повороте или на неровной дороге) в трансмиссии может возникнуть циркуляция мощности.

В этих условиях ведущие колеса одного из мостов могут тормозиться, затрудняя движение автомобиля. В результате трансмиссия закручивается ими дополнительным моментом, и через нее к другому мосту передается мощность, которая больше мощности, развиваемой двигателем. Это явление, названное циркуляцией мощности, сопровождается увеличением потерь энергии в трансмиссии, интенсификацией ее изнашивания и повышением расхода топлива.

Для предотвращения циркуляции мощности часто в раздаточной коробке устанавливают межосевой дифференциал. Межосевой дифференциал позволяет ведущим колесам мостов, с которыми он связан, вращаться в указанных выше условиях с различными угловыми скоростями, что исключает циркуляцию мощности. Кроме того, он распределяет крутящий момент между ведущими мостами в соответствии со средними нагрузками, которые они воспринимают. Если воспринимаемые мостами нагрузки одинаковы по величине, то устанавливают симметричный дифференциал, а если неодинаковы, то несимметричный. Однако межосевой дифференциал ухудшает проходимость автомобиля, так как при буксовании на месте даже одного колеса автомобиль не может начать движение. В этом случае дифференциал необходимо заблокировать (см. § 75).

Требования. Кроме требований, предъявляемых к ступенчатым коробкам передач, к раздаточным коробкам предъявляют также следующие дополнительные требования: они должны улучшать проходимость автомобиля, распределяя крутящий момент в соответствии со средними нагрузками, которые воспринимаются его ведущими мостами; повышать передаточное число трансмиссии настолько, чтобы автомобиль мог двигаться по плохим дорогам, бездорожью и преодолевать значительные подъемы (до 60%) и иметь минимально устойчивую скорость движения при работе двигателя на режиме максимального момента в пределах 0,5...1,4 м/с.

§ 67. КОНСТРУКЦИИ РАЗДАТОЧНЫХ КОРОБОК

Ниже приведены особенности конструкций раздаточных коробок с блокированным и дифференциальным приводами ведущих мостов.

Раздаточная коробка автомобиля ГАЗ-66 4 × 4 двухступенчатая с понижающей и прямой передачами и блокированным приводом ведущих мостов (рис. 75).

Ведущий *1* и промежуточный *8* валы, а также валы *7* и *10* приводов заднего и переднего ведущих мостов установлены на шариковых подшипниках в картере *3* коробки и его крышке *6*. Задний конец ведущего вала *1* опирается на цилиндрический роликовый подшипник, установленный в выточке вала *7*. На шлицах валов расположены каретка *4* понижающей и прямой передач, каретка *9* включения переднего моста и зубчатые колеса *2* и *11* понижающей передачи и вала привода переднего моста. Зубчатое колесо *5* изготовлено совместно с валом *7*.

Передачи включают кареткой *4*. Для включения прямой передачи каретку вводят в зацепление с внутренним зубчатым

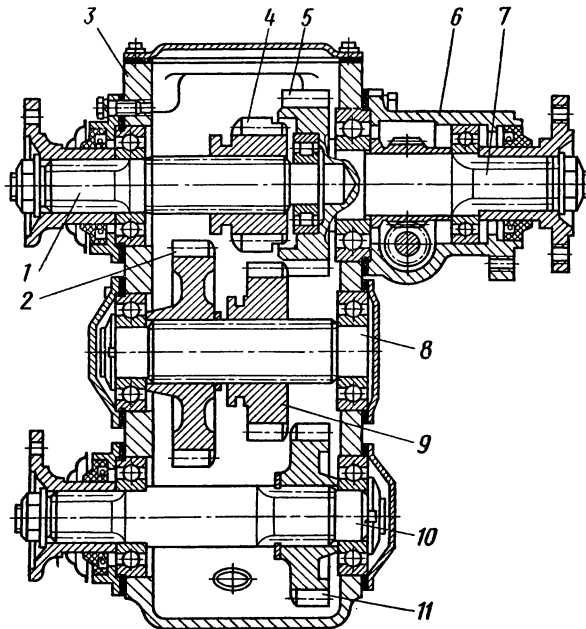


Рис. 75. Раздаточная коробка автомобиля ГАЗ-66

венцом зубчатого колеса 5, в результате чего каретка передает момент от вала 1 к валу 7. При вводе каретки 4 в зацепление с зубчатым колесом 2 включается понижающая передача. Момент при этом передают вал 1, каретка 4, зубчатое колесо 2, вал 8, каретка 9; далее момент разветвляется: одну его часть каретка 9 и зубчатое колесо 5 передают валу 7, а другую — каретка 9 и зубчатое колесо 11 — валу 10. Передний мост включают, вводя в зацепление каретку 9 с зубчатыми колесами 5 и 11. В этом случае момент переднему ведущему мосту передают вал 1, каретка 4, зубчатое колесо 5, каретка 9, зубчатое колесо 11 и вал 10. При движении автомобиля по дорогам с твердым покрытием передний мост выключают, что предотвращает циркуляцию мощности в трансмиссии.

Следует, однако, отметить, что если при движении по прямой с включенным передним мостом циркуляция мощности в трансмиссии автомобиля ГАЗ-66 может и не возникнуть, то на повороте она неизбежна.

Раздаточная коробка автомобиля КрАЗ-255Б 6 × 6 двухступенчатая с двумя понижающими передачами и дифференциальным приводом промежуточного и заднего ведущих мостов (рис. 76).

Ведущий 7 и промежуточный 6 валы, вал 3 и вал с фланцем 16 приводов переднего и промежуточного ведущих мостов, а также вал привода заднего ведущего моста (на рисунке не показан) установлены в картере 10 коробки и в укрепленных на нем картерах 12 и 21. Косозубые зубчатые колеса 8 и 19 низшей и 9 и 17 высшей передач находятся в постоянном зацеплении.

Передачи переключают муфтой 18 синхронизатора. В случае перемещения муфты вперед (на рисунке влево) включается низшая передача, назад (вправо) — высшая. При этом промежуточный вал 6 соединяется со свободно установленным на нем колесом 19 или 17.

Симметричный конический дифференциал 13 установлен в картере 12 и связан с шестернями 11 и 14 привода промежуточного и заднего ведущих мостов. Его можно блокировать муфтой 15, которая при этом соединяет промежуточный вал 6 и шестерню 14 между собой. Следует, однако, отметить, что наличие дифференциала не исключает возможности возникновения циркуляции мощности между передними, с одной стороны, и промежуточным и задним ведущими мостами с другой.

Момент от промежуточного вала 6 к валу привода переднего ведущего моста передают зубчатые колеса 5, 4 и 1, установленные в картере 21 на валах 6, 20 и 3 (5 и 4 — соответ-

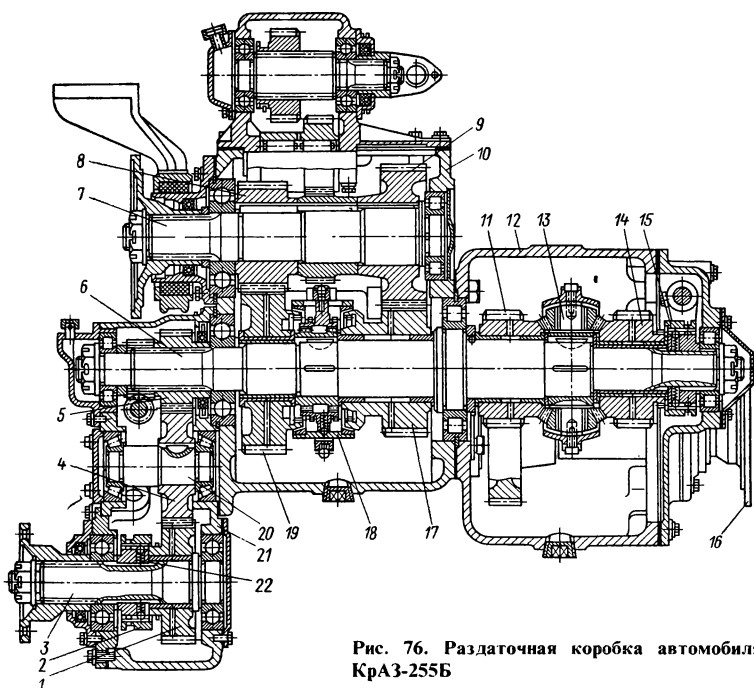


Рис. 76. Раздаточная коробка автомобиля КрАЗ-255Б

ственно на шлицах и шпонке, а 1 — свободно). При включении переднего моста зубчатое колесо 1 соединяют с валом 3 зубчатой муфтой 2, установленной на зубьях ступицы 22. В случае движения автомобиля по дорогам с твердым покрытием передний мост выключают, перемещая муфту 2 вперед (влево).

Раздаточная коробка автомобиля «Урал-375» 7 6 × 6 (рис. 77) с проходным промежуточным ведущим мостом двухступенчатая с двумя понижающими передачами и дифференциальным приводом переднего и двух других (промежуточного проходного и заднего) ведущих мостов.

Момент от ведущего вала 3 к валам 1 и 11 привода переднего и двух других (промежуточного и заднего) ведущих мостов передается через промежуточный вал 9 и цилиндрический несимметричный дифференциал 10. Косозубые зубчатые колеса 4 и 2 высшей и 6 и 8 низшей передач находятся в постоянном зацеплении. Низшую передачу включают, перемещая зубчатую муфту 5 по шлицам ведущего вала 3 назад (на рисунке вправо), а высшую — вперед (влево). При этом одну треть момента

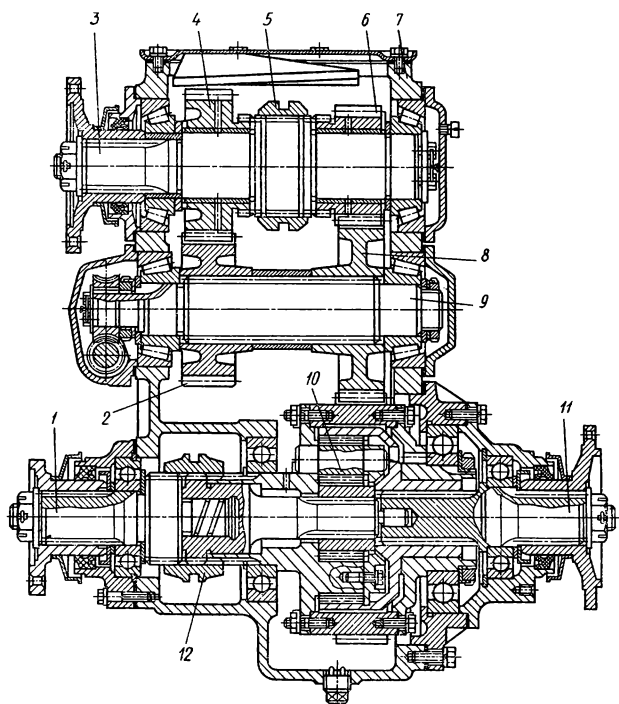


Рис. 77. Раздаточная коробка автомобиля «Урал-375»

дифференциал передает переднему мосту, а две трети — промежуточному и заднему.

С помощью муфты 12, установленной на шлицах вала 1, включают передний мост (в левом положении), блокируют дифференциал (в среднем) или выключают мост (в первом). В раздаточных коробках последних выпусков муфта 12 предназначена только для блокировки дифференциала. Наличие дифференциала не исключает возможности возникновения циркуляции мощности между промежуточным и задним ведущими мостами.

§ 68. ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ КОНСТРУКЦИЙ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

При создании новых конструкций трансмиссии автомобиля большое внимание уделяют автоматизации управления коробкой передач. На автомобилях-тягачах, работающих

на междугородных линиях в составе тяжелых автопоездов, применяют трансмиссии с 10—16 передачами. При этом основная четырех-пятиступенчатая коробка снабжается одной или двумя дополнительными двухступенчатыми коробками передач. Последнее время наметилась тенденция устанавливать на тяжелые автомобили-тягачи гидромеханические коробки передач, в которые, кроме гидротрансформатора, входят также фрикционное сцепление и неавтоматическая ступенчатая механическая коробка серийного производства. Гидромеханическая коробка такого типа проще, надежнее и дешевле гидромеханической коробки с автоматическим управлением и вместе с тем сохраняет большинство ее преимуществ.

Гидромеханическую коробку с автоматическим управлением устанавливают на легковых автомобилях большого класса со значительным запасом мощности, а также на автобусах и многоприводных автомобилях.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Для чего предназначены раздаточная коробка и ее межосевой дифференциал?
2. Каковы устройство и принцип действия раздаточных коробок с блокированным и дифференциальным приводами ведущих мостов?
3. Каковы тенденции развития конструкций коробки передач автомобиля?

ГЛАВА XIII

КАРДАННАЯ ПЕРЕДАЧА

Карданная передача предназначена для передачи крутящего момента от одного агрегата трансмиссии к другому в тех случаях, когда оси их валов не совпадают и могут изменять свои положения (т. е. когда крутящий момент передается под углом).

§ 69. КЛАССИФИКАЦИЯ КАРДАННЫХ ПЕРЕДАЧ И ТРЕБОВАНИЯ К НИМ

Классификация. В зависимости от числа карданных шарниров карданные передачи делят на двух-, трех- и многшарнирные. Наибольшее распространение получила двухшарнирная карданная передача. При значительном расстоянии между агрегатами их соединяют трехшарнирной карданной передачей с промежуточной опорой.

В зависимости от кинематических особенностей различают карданные шарниры неравных и равных угловых скоростей. Карданные шарниры равных угловых скоростей делят на сдвоенные, шариковые (с делительными канавками или делительным рычажком) и кулачковые. Сдвоенный карданный шарнир представляет собой два карданных шарнира, выполненных в виде единого механизма.

Требования. К карданным передачам предъявляют следующие основные требования: они должны обеспечивать достаточно малую пульсацию угловой скорости валов; минимальные динамические нагрузки, возникающие из-за дисбаланса (неуравновешенности) деталей карданной передачи; возможность передачи момента под большими углами (например, в приводе ведущих управляемых колес) и бесшумность работы.

§ 70. КАРДАНЫЕ ПЕРЕДАЧИ С КАРДАНЫМИ ШАРНИРАМИ НЕРАВНЫХ УГЛОВЫХ СКОРОСТЕЙ

Жесткий карданный шарнир неравных угловых скоростей (рис. 78, *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 ве-

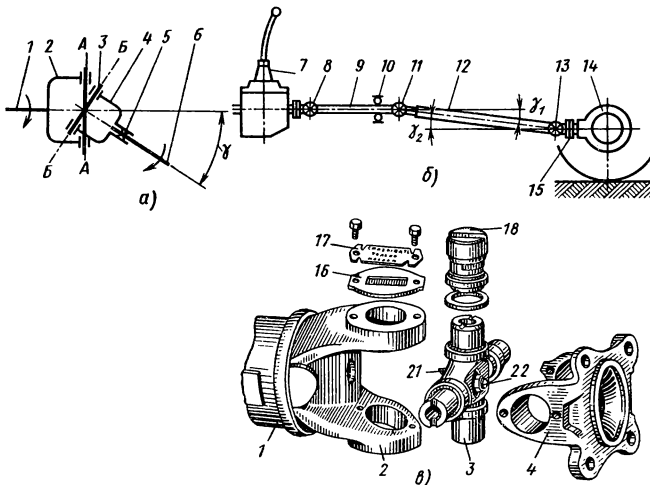


Рис. 78. Карданная передача с карданными шарнирами неравных угловых скоростей:

а — схема шарнира; *б* — схема карданной передачи; *в* — детали шарнира

домым *б* (жестко или с помощью подвижного шлицевого соединения *5* для изменения длины карданной передачи). Крутящий момент от вала *1* к валу *б*, оси которых расположены под углом γ , шарнир передает в результате поворота ведомой вилки относительно оси *А — А* и крестовины — относительно оси *Б — Б* одновременно или относительно только одной из осей. Однако даже при равномерном вращении вала *1* вал *б* вращается неравномерно, причем тем более, чем больше угол γ . В результате в трансмиссии могут возникнуть дополнительные динамические нагрузки, намного превосходящие передаваемый момент. Поэтому предельный угол γ обычно ограничивают величиной $15 \dots 20^\circ$.

Карданная передача привода ведущего моста (рис. 78, б) передает крутящий момент от коробки передач *7* к ведущему валу *15* главной передачи, расположенной в картере *14* ведущего моста. Передача состоит из основного *12* и промежуточного *9* карданных валов, промежуточной опоры *10* и трех карданных шарниров *8*, *11* и *13*, один из которых (например, *11* или *13*) связан с валом *12* с помощью шлицевого соединения.

Из-за неравномерного распределения массы по поперечному сечению карданного вала и его небольшого поперечного изгиба при вращении вала появляется центробежная сила, дополнительно изгибающая его в поперечной плоскости. Так как вал вращается неравномерно, то центробежная сила, изменяясь по величине, возбуждает его поперечные колебания, особенно опасные при резонансе, который возникает при некоторой критической скорости $\omega_{кр}$. Чтобы повысить значение $\omega_{кр}$ до величины, превышающей максимальную рабочую угловую скорость вала, и тем самым предотвратить поперечные резонансные колебания, карданный вал изготавливают из тонкостенной трубы как можно большего диаметра и меньшей длины. У современных карданных передач значение $\omega_{кр}$ в $1,2 \dots 2$ раза больше их максимальной угловой скорости, а дисбаланс находится в пределах $0,15 \dots 0,20$ Н·см.

В результате кинематической рассогласованности задней подвески и карданной передачи последняя из-за изменения длины воспринимает значительные осевые силы, которые нагружают карданные шарниры, а также подшипники главной передачи и коробки передач, уменьшает долговечность шарниров и подшипников.

На рис. 78, в, кроме вилок *2* и *4* и крестовины *3* шарнира, показаны также и другие его детали (игольчатый подшипник *19*, его стакан *18*, сальник *20*, крышка *16*, стопорная пластина *17*, масленка *21* и обратный клапан *22*).

§ 71. КАРДАНЫЕ ПЕРЕДАЧИ С ШАРНИРАМИ РАВНЫХ УГЛОВЫХ СКОРОСТЕЙ

Шариковые шарниры. Они могут быть с делительными канавками (рис. 79, *а*) и делительным рычажком (рис. 79, *б*). Принцип действия их состоит в том, что при передаче крутящего момента под углом рабочие шарики шарниров располагаются в бисекторной плоскости, делящей угол между ведущим и ведомым валами пополам, что обеспечивает синхронность их вращения.

В шариковом шарнире с делительными канавками вилки 1 и 5 имеют по четыре делительные канавки 2 и 4, средние линии которых представляют собой окружности с одинаковыми радиусами и равноудаленными от центра шарнира O центрами O_1 и O_2 . При сборке шарнира сначала между вилками устанавливают центрирующий шарик 8 на штифте 6, который входит в отверстия шарика 8 и одной из вилок. От осевых перемещений штифт 6 удерживается штифтом 7. Затем в канавки вилок,

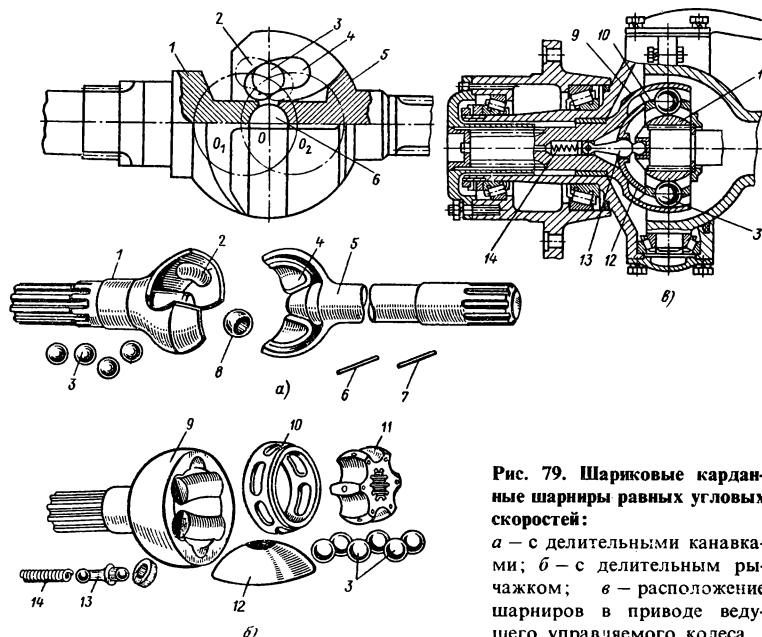


Рис. 79. Шариковые карданные шарниры равных угловых скоростей:

а — с делительными канавками; *б* — с делительным рычажком; *в* — расположение шарниров в приводе ведущего управляемого колеса

расположенных под прямым углом, закладывают четыре рабочих шарика 3. Так как шарик 3 расположен симметрично относительно центра O , то при передаче момента под углом центры шариков 3 описывают окружности, которые находятся в биссекторной плоскости, причем в передаче момента участвуют только два шарика. Шарнир может передавать момент под углом, достигающим $30 \dots 32^\circ$.

Преимущества шарнира этого типа — простота изготовления и сравнительно небольшая стоимость, недостатки — ускоренное изнашивание шарнира из-за наличия скольжения шариков относительно канавок и высокого давления, вызванного, в частности, тем, что крутящий момент в нем передают только два шарика.

В шариковом шарнире с делительным рычажком в передаче момента участвуют все шарик, что уменьшает удельное давление и увеличивает срок службы шарнира. Его отдельные элементы показаны на рис. 79, б, а расположение шарнира в приводе ведущего управляемого колеса — на рис. 79, в. Детали шарнира расположены в чашке 9, имеющей на внутренней поверхности шесть меридиональных сферических канавок для установки шести шариков 3. Такие же канавки имеет и сферический кулак 11, в шлицевое отверстие которого входит ведущий вал. Делительное устройство, устанавливающее шарик 3 в биссекторной плоскости, состоит из сепаратора 10, в котором они расположены, сферической чашки 12 и делительного рычажка 13. Делительный рычажок своими сферическими поверхностями входит в гнезда ведущего и ведомого валов, а также в отверстие чашки 12 и пружиной 14 прижат к ведущему валу. Длины плеч рычажка 13 подобраны так, что при передаче момента под углом он поворачивает сепаратор 10 на угол, равный половине угла между осями ведущего и ведомого валов, т. е. устанавливает шарик в биссекторной плоскости. Шарнир может передавать момент под углом, достигающим $35 \dots 38^\circ$.

Преимущества шарнира этого типа — передача момента всеми шариками, что повышает долговечность шарнира и позволяет уменьшить его габаритные размеры. Однако он сложнее и имеет более высокую стоимость, чем шарнир с делительными канавками.

Кулачковый шарнир. Сдвоенный кулачковый карданный шарнир равных угловых скоростей привода ведущего управляемого колеса автомобиля «Урал-375» (рис. 80) состоит из ведущей 6 и ведомой 2 вилок, связанных с ведущим 7 и ведомым 1 валами, и вставленных в вилки кулаков 3 и 5, в пазы которых

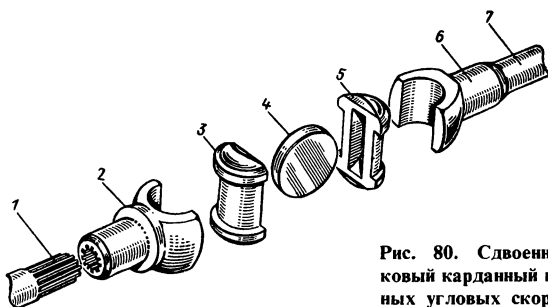


Рис. 80. Сдвоенный кулачковый карданный шарнир равных угловых скоростей

входит диск 4, представляющий собой промежуточное звено шарниров. Кулачковый карданный шарнир может передавать момент под углом, достигающим $45 \dots 50^\circ$. Он проще и имеет меньшую стоимость, чем шариковые карданные шарниры, но КПД его ниже.

§ 72. МАТЕРИАЛЫ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ КАРДАНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Скользящие вилки карданных шарниров неравных угловых скоростей изготавливают ковкой с последующей закалкой с нагревом ТВЧ из сталей 30Х, 40 (ГАЗ) или 45 (ЗИЛ), а приварные — из стали 40 (ГАЗ) или 35 (ЗИЛ).

Крестовины штампуют из цементуемой стали 20Х (ГАЗ) или 18ХГТ (ЗИЛ), нитроцементуемой стали 20ХГНТР (ЗИЛ).

Карданные валы делают из тонкостенных стальных карданных труб (сталь 15А или 20), а их шлицевые 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 шарнирами неравных и равных угловых скоростей?
5. Зачем повышают критическую угловую скорость карданного вала?
6. Из каких материалов изготавливают основные детали карданной передачи?

ГЛАВА XIV

ВЕДУЩИЙ МОСТ

§ 73. КЛАССИФИКАЦИЯ ВЕДУЩИХ МОСТОВ И ТРЕБОВАНИЯ К НИМ

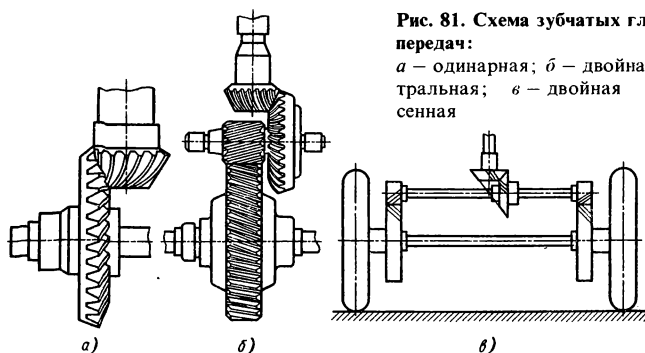
Ведущий мост воспринимает силы, действующие между колесами и подвеской, а его механизмы предназначены для передачи крутящего момента от карданного вала к колесам автомобиля. Ведущие мосты делят на неразрезные и разрезные. Колеса ведущих мостов могут быть только ведущими (задние мосты), либо одновременно ведущими и управляемыми (передние мосты).

Ведущий мост состоит из главной передачи, дифференциала, привода к ведущим колесам и балки.

§ 74. ГЛАВНАЯ ПЕРЕДАЧА

Главная передача предназначена для преобразования крутящего момента. Ее передаточное число выбирают исходя из условия согласования частот вращения коленчатого вала двигателя и колес на основном режиме движения автомобиля, когда в коробке передач включена прямая передача.

Конструкция главной передачи должна обеспечивать необходимое передаточное число, высокий КПД, минимальные вертикальные габаритные размеры, плавную, бесшумную работу. Различают зубчатые и червячные главные передачи. Червячные передачи из-за небольшого КПД получили ограниченное применение. Зубчатые главные передачи могут быть одинарными (рис. 81, *а*) и двойными (рис. 81, *б* и *в*).



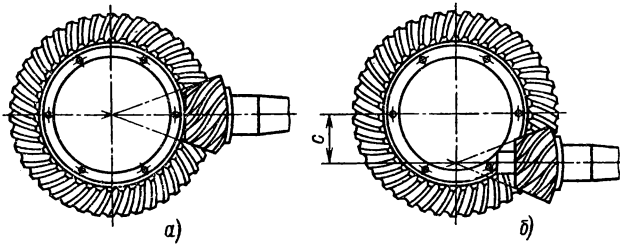


Рис. 82. Схема одинарной главной передачи с коническими зубчатыми колесами: а – с криволинейными зубьями; б – с гипоидным зацеплением

Одинарная главная передача представляет собой пару конических зубчатых колес с криволинейными зубьями (рис. 82, а) или с гипоидным зацеплением (рис. 82, б). В гипоидных передачах смещение оси вала шестерни относительно центра колеса составляет обычно 40...60 мм. Преимуществами гипоидных передач по сравнению с коническими являются повышенная долговечность при тех же габаритных размерах, увеличение среднего числа зубьев, находящихся в зацеплении, обуславливающее более плавную работу передачи. В гипоидных передачах применяются специальные гипоидные смазочные материалы, так как у них относительное скольжение зубьев больше, чем у конических передач.

Одинарные главные передачи используют на легковых автомобилях и на грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности.

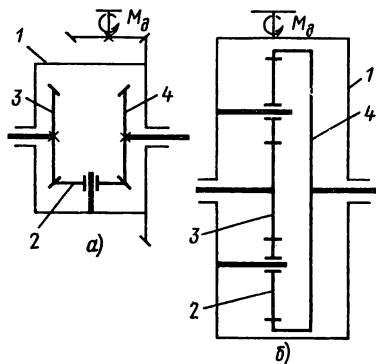
Двойная главная передача применяется при больших передаточных числах. Двойные главные передачи выполняют в одном картере – центральные (рис. 81, б) или каждую передачу отдельно – разнесенные (рис. 81, в).

§ 75. ДИФФЕРЕНЦИАЛ

Дифференциал распределяет крутящий момент между ведущими колесами и обеспечивает их вращение с разными угловыми скоростями.

Дифференциалы классифицируются: по кинематической схеме – симметричные и несимметричные; по величине внутреннего трения или коэффициенту блокировки – малое трение, $K_b = 0,05...0,2$; повышенное, $K_b = 0,25...0,8$ и полная блокировка $K_b = 1,0$; по способу блокировки, а также по конструктивным признакам – зубчатые кулачковые и т. д.

Рис. 83. Дифференциалы:
 а — симметричный; б — несимметричный; 1 — корпус; 2 — сателлиты; 3 и 4 — полуосевые шестерни



Дифференциал (рис. 83) представляет собой планетарный механизм и состоит из ведущего звена (корпуса) 1, сателлитов 2, полуосевых шестерен 3 и 4, соединенных 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 со скоростями ω_l и ω_p . Передаточное число дифференциала

$$u_d = (\omega_l - \omega_d) / (\omega_p - \omega_d).$$

У симметричных дифференциалов $u_d = 1$; их полуосевые шестерни имеют одинаковый диаметр и равное число зубьев:

$$\omega_l + \omega_p = 2\omega_d.$$

У несимметричных дифференциалов, у которых $u_d \neq 1$, из условия равновесия моментов, приложенных к дифференциалу,

$$M_d = M_l + M_p, \quad (114)$$

где M_l и M_p — крутящие моменты, передаваемые соответственно на левое и правое колеса моста.

Из условия равенства мощности, подведенной к дифференциалу, и мощности, отведенной от него, имеем

$$N_p + N_l = N_d - N_{тр}$$

или

$$M_l \omega_l + M_p \omega_p = M_d \omega_d - M'_{тр} \omega_d, \quad (115)$$

где N_l и N_p — мощности, подводимые соответственно к левому и правому колесам моста; $M'_{тр}$ — часть крутящего момента, теряемая на трение в дифференциале.

Пользуясь выражениями (114) и (115), найдем

$$M_l = \frac{M_d - M'_{тр}}{1 + u_d}; \quad M_p = \frac{u_d M_d + M'_{тр}}{1 + u_d}.$$

В обычных дифференциалах момент $M'_{тр}$ мал по сравнению с моментом M_d и почти не влияет на распределение крутящего момента.

Таким образом, для симметричных дифференциалов ($u_d = 1$) $M_d = M_n = 0,5 M_d$; для несимметричных дифференциалов ($u_d \neq 1$) $M_d = M_d / (1 + u_d)$; $M_n = u_d M_d / (1 + u_d)$.

Распределение крутящего момента симметричным дифференциалом поровну между ведущими колесами полезно при движении автомобиля по дороге с высоким коэффициентом ϕ . При этом уменьшается нагруженность привода колес, замедляется изнашивание шин и расход топлива. 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 ϕ . Практически такой же крутящий момент действует на колесо, находящееся на участке с высоким коэффициентом сцепления.

В результате суммарный крутящий момент двух колес может оказаться недостаточным для движения автомобиля. Для устранения этого недостатка применяют механизм блокировки дифференциала, повышающий проходимость автомобиля; он обеспечивает вращение ведущих колес с одинаковыми скоростями, позволяя полностью использовать сцепной вес ведущего моста. Кроме дифференциалов с принудительной блокировкой применяют самоблокирующиеся дифференциалы. Дифференциалы, в которых самоблокировка осуществляется вследствие увеличения внутреннего трения, называются дифференциалами с повышенным внутренним трением.

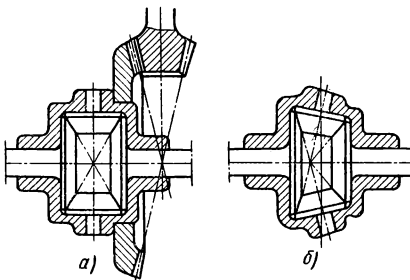


Рис. 84. Конические зубчатые дифференциалы

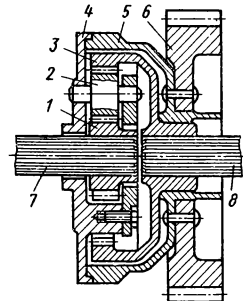


Рис. 85. Цилиндрический зубчатый дифференциал

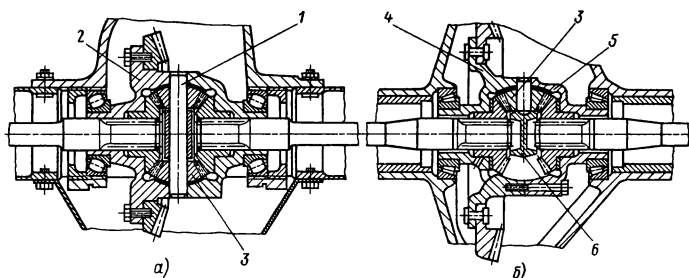


Рис. 86. Симметричные конические дифференциалы

Зубчатые дифференциалы, имеющие малое внутреннее трение, выполняют симметричными с коническими зубчатыми колесами (рис. 84, *а*), несимметричными с коническими (рис. 84, *б*) или с цилиндрическими (рис. 85) зубчатыми колесами.

У несимметричного дифференциала, показанного на рис. 85, момент от шестерни 6 передается через корпус 5 и крышку 4 к осям сателлитов 2, затем через сателлиты к шестерням 1 и 3, а от них — к валам 7 и 8.

Симметричные дифференциалы в зависимости от передаваемой силы выполняют с двумя и четырьмя сателлитами.

В дифференциале с двумя сателлитами 3 их устанавливают на оси 1, которая вставляется в корпус 2 дифференциала и закрепляется в нем (рис. 86, *а*). При четырех сателлитах их надевают на крестовину 6, зажимаемую между половинами 4 и 5 корпусов дифференциала (рис. 86, *б*). Полуосевые шестерни сцентрированы в корпусе дифференциала хвостовиками и соединены с полуосями при помощи шлицев. Симметричные дифференциалы устанавливают, как правило, межколесных дифференциалов, а несимметричные — в качестве межмостовых.

Кулачковые дифференциалы относятся к дифференциалам с повышенным внутренним трением.

Принцип работы кулачкового дифференциала показан на рис. 87. Рейки 1 и 4 выступами заменяют в этой схеме кулачковые шайбы полуосей. Сухари 3 вставлены в обойму 2, связанную с корпусом дифференциала. Если передвигать обойму 2, то сухари 3, упираясь в выступы реек, начнут их перемещать. Если оба ведущих колеса испытывают одинаковое сопротивление, то угловые скорости обоймы и кулачковых шайб равны.

Если одна из реек испытывает большее сопротивление, чем другая, то она перемещается медленнее, чем обойма 2, толкает сухарь 3 в сторону второй рейки, ускоряя ее движение. Одновременно сухари скользят относительно реек, и возникающие

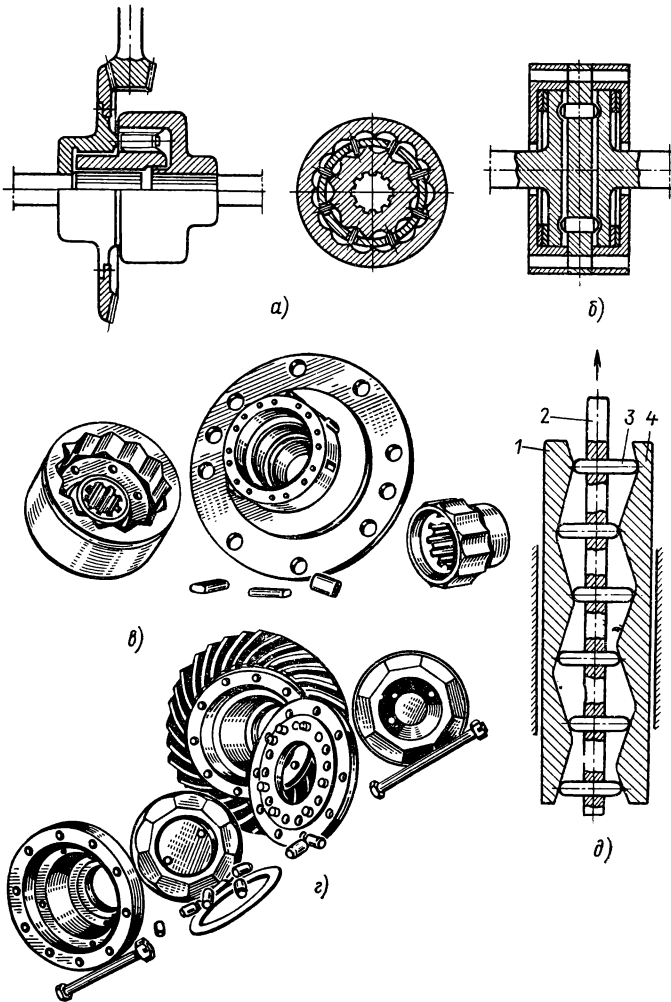
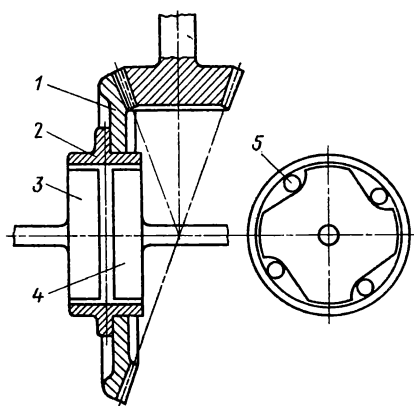


Рис. 87. Кулачковые дифференциалы:
a и *б* — с радиальным расположением сухарей; *в* и *г* — с осевым расположением сухарей; *д* — схема работы кулачкового дифференциала

силы трения увеличивают тангенциальную силу на отстающей рейке и уменьшают на забегающей. Момент на отстающем колесе возрастает, а на забегающем уменьшается. Число выступов на обеих рейках (и число кулачков на шайбах полуосей) при одном ряде сухарей не должно быть одинаковым. Обычно

Рис. 88. Схема самоблокирующегося дифференциала роликового типа



число сухарей в кулачковом дифференциале делают кратным сумме кулачков.

Кулачковые дифференциалы отличаются большим коэффициентом блокировки, повышающим проходимость автомобиля.

Механизмы с муфтами свободного хода с точки зрения теории машин и механизмов дифференциалами не являются, однако на автомобилях они могут успешно выполнять функцию дифференциала. Поэтому их называют самоблокирующимися дифференциалами. На рис. 88 показана схема самоблокирующегося дифференциала роликового типа.

Зубчатое колесо 1 связано с коробкой дифференциала 2, имеющей канавки, в которых расположены ролики 5 с сепараторами. На шлицы полуосей надеты диски 3 и 4. Профиль канавок подобран так, что при перекатывании от середины канавки к краю ролики заклиниваются между дисками и канавками. Если автомобиль движется прямолинейно, то заклиниваются оба ряда роликов, и оба колеса являются ведущими. Если же колеса вращаются с разными угловыми скоростями, то ролики забегающего колеса перемещаются от края канавок к середине, крутящий момент не передается забегающему колесу, и оно может вращаться со скоростью, превышающей скорость коробки дифференциала.

§ 76. 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. Конструкция

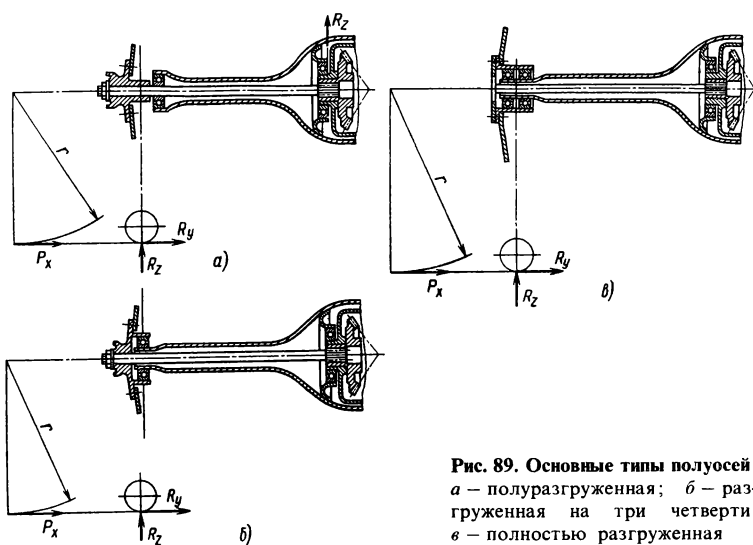


Рис. 89. Основные типы полуосей:
 а – полуразгруженная; б – раз-
 грузженная на три четверти;
 в – полностью разгруженная

внешней опоры определяет степень нагруженности полуоси силами и моментами. Полуоси делят на полуразгруженные, разгруженные на три четверти и полностью разгруженные. Внешний конец полуразгруженной полуоси (рис. 89, а) опирается на шариковый подшипник, укрепленный на балке ведущего моста. Полуось испытывает изгиб от вертикальной реакции дороги и толкающей силы P_x , действующих в двух взаимно перпендикулярных направлениях, изгиб от боковой силы R_y и кручение от момента $P_x r$.

Внешний конец полуоси, разгруженной на три четверти (рис. 89, б), закреплен на ступице и опирается на балку моста через шариковый подшипник, установленный между ступицей и балкой. Полуось работает на кручение под действием момента $P_x r$ и на изгиб при наличии боковой силы R_y .

Внешний конец полностью разгруженной полуоси (рис. 89, в) опирается на два радиально-упорных подшипника, установленных между ступицей колеса и балкой моста. Боковая сила R_y создает радиальную нагрузку на подшипники, не вызывая их перекоса.

Полностью разгруженная полуось работает только на кручение.

На автомобилях с небольшой полной массой обычно применяют полуразгруженные полуоси, а на автомобилях с большой полной массой – полностью разгруженные полуоси.

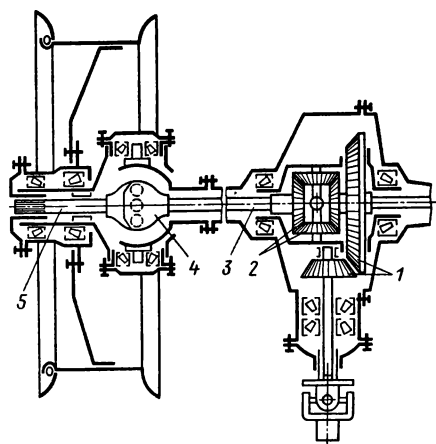


Рис. 90. Схема переднего ведущего моста

Следует иметь в виду, что названия различных типов полуосей условны и не полностью отражают характер их нагружения. Например, полностью разгруженные полуоси испытывают заметные изгибные напряжения из-за погрешностей изготовления деталей ведущего моста и из-за упругих деформаций его балки.

У автомобилей высокой проходимости передние колеса одновременно являются ведущими и управляемыми. Вследствие этого в передний ведущий мост вводят устройства, дающие возможность передавать момент на управляемые колеса при изменении плоскости их вращения. Главная передача 1 (рис. 90) и дифференциал 2 имеют такую же конструкцию, как и заднего ведущего моста. Кроме того, в привод к передним колесам входят полуоси 3, карданные шарниры 4 и приводные валы 5 колес. Шарнир 4 равных угловых скоростей передает равномерное вращение с полуоси 3 на вал 5 при значительных углах между ними и различных положениях колеса во время поворота автомобиля. Простой карданный шарнир в этом случае принять нельзя, так как он не обеспечивает равномерного вращения приводного вала.

§ 77. БАЛКА ВЕДУЩЕГО МОСТА

По способу изготовления балки ведущих мостов могут быть штампованными или литыми, а по конструкции — цельными или составными.

Цельные штампованные балки прямоугольного или трубчатого сечения состоят из двух штампованных из листовой стали половин. Штампованные сварные балки имеют меньшую массу и стоимость по сравнению с литыми балками. Однако их жесткость меньше жесткости литых балок. Поэтому на автомобилях большой грузоподъемности применяют цельные литые (из ковкого модифицированного чугуна или стали) балки мостов. В полуосевые рукава балок запрессовывают трубы из легированной стали, на концах которых устанавливают ступицу колес. Такие балки имеют большие габаритные размеры и массу, но обладают высокой прочностью и жесткостью.

Составные балки мостов отливают из ковкого чугуна. Картер балок состоит из двух частей (разъем в продольной плоскости), в каждую из которых запрессовывают стальные полуосевые рукава. Составные балки при меньшей массе более прочны, чем литые. Недостатками конструкции являются трудоемкость изготовления и зависимость жесткости конструкции от надежности соединений.

§ 78. ОБСЛУЖИВАНИЕ ВЕДУЩЕГО МОСТА И МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ЕГО ДЕТАЛЕЙ

Обслуживание. Основными операциями по обслуживанию ведущих мостов автомобилей являются подтягивание наружных креплений, смазывание механизмов и регулирование подшипников и зубчатых зацеплений. Для упрощения обслуживания ведущих мостов создают конструкции с минимальным числом точек смазывания, которые длительное время работают без регулирования зазоров в зубчатых передачах и подшипниках.

Для уменьшения числа точек смазывания при сборке в соответствующие узлы закладывают высококачественные смазочные материалы.

Стали, применяемые для изготовления деталей главных передач, дифференциалов и полуосей, должны обладать высокой статической и усталостной прочностью, хорошо обрабатываться резанием и прокаливаться. Кроме того, они должны быть малочувствительными к концентрации напряжений, устойчивыми против коррозии и не содержать в значительных количествах дорожных легирующих элементов.

Материалы. Малонагруженные зубчатые колеса главных передач выполняют из хромомарганцевых сталей, например 20ХГР. Для изготовления высоконагруженных зубчатых колес главных передач, полуосей, деталей дифференциалов приме-

няют хромоникелевые (20ХН2М, 15ХГН2ТА) и безникелевые (20ХГРА, 18ХГТА) стали.

Для отливок деталей, воспринимающих динамические нагрузки (корпус дифференциалов, картеры главных передач, балки ведущих мостов), используют ковкие чугуны (КЧ 35–10, КЧ 35–12, КЧ 35–13). Картеры задних мостов грузовых автомобилей высокой грузоподъемности отливают из сталей 35Л, 40Л, 45Л. Существует тенденция более широкого использования легких сплавов для балок и картеров мостов.

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 смысл блокировки дифференциала?

3. По какому признаку и на какие типы делятся полуоси?

ГЛАВА XV

ПОДВЕСКА

§ 79. КЛАССИФИКАЦИЯ ПОДВЕСОК И ТРЕБОВАНИЯ К НИМ

Подвеска служит для упругого соединения рамы или кузова с мостами (колесами) автомобиля, она уменьшает динамические нагрузки и обеспечивает затухание колебаний 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) продольные и поперечные силы, а также их моменты. Упругие элементы смягчают вертикальные динамические нагрузки, возникающие при движении автомобиля по неровной дороге, улучшая плавность хода автомобиля. Гасящее устройство (амортизатор) вместе с трением в подвеске обеспечивает быстрое затухание колебаний кузова и колес. Для уменьшения бокового крена автомобиля в подвеску вводят дополнительный упругий элемент – стабилизатор.

По типу направляющего устройства подвески делят на зависимые и независимые. У зависимой подвески перемещение одного колеса вызывает перемещение другого колеса. У независимой подвески каждое колесо перемещается самостоятельно.

По типу упругого элемента различают подвески с металлическими (рессоры, пружины, торсионы), резиновыми, пневматическими и гидропневматическими упругими элементами.

К подвеске предъявляют следующие требования: обеспечение высокой плавности хода, создающей возможность движения автомобиля с высокими скоростями на неровных дорогах; создание оптимальной величины затухания колебаний кузова и колес; наличие минимальной массы неподрессорных частей.

§ 80. ЗАВИСИМАЯ ПОДВЕСКА

Наибольшее распространение в автомобилестроении получили рессорные и пружинные зависимые подвески.

Рессорная подвеска состоит из рессоры и элементов крепления. Полуэллиптические рессоры опираются серединами на балку моста, а концами шарнирно связаны с подрессоренной частью автомобиля (кузовом). Листы рессоры при сборке стягивают центральным болтом 1 (рис. 91, а) или хомутами 2.

При небольших нагрузках на рессору ее ушко образуется одним коренным листом (рис. 91, б), 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. 91, в) или по всей его окружности, оставляя зазор между листа-

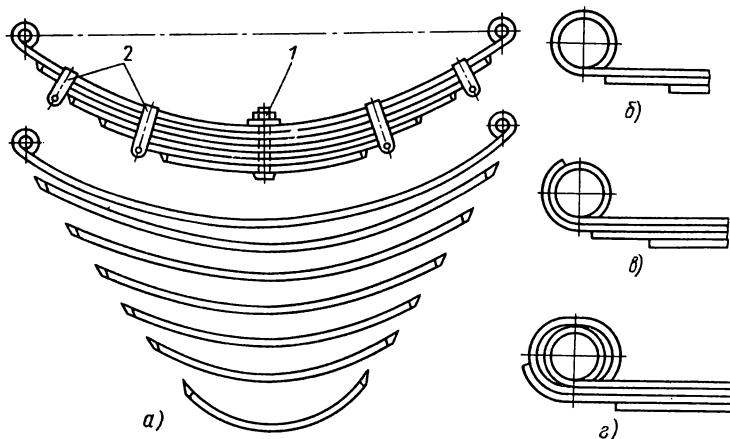


Рис. 91. Рессора:
а — листы рессоры; б — 2 — рессорное ушко

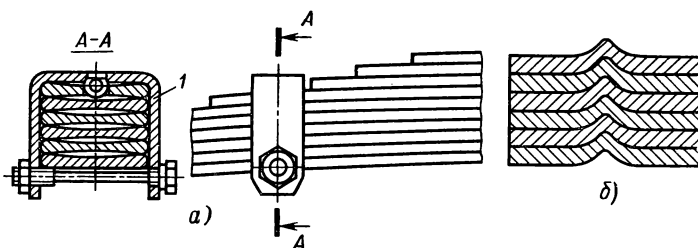


Рис. 92. Схемы крепления листов рессоры

ми, необходимый для деформации рессоры (рис. 91, *з*). Коренной лист передает толкающую силу.

Чтобы рессорные листы не сдвигались в бок один относительно другого, применяют U-образные хомуты 1 (рис. 92, *а*) или специально профилируют листы (рис. 92, *б*). Рессорные листы перед сборкой смазывают для уменьшения трения между ними. Иногда для изоляции рессоры от пыли и влаги ее заключают в чехлы.

На грузовых автомобилях, у которых разница в нагрузке на рессору при езде с грузом и без него велики, применяют дополнительные рессоры 1, располагая их сверху основной рессоры (рис. 93).

К балке ведущего моста рессору крепят двумя способами: рессорная подушка 1 жестко крепится к балке 2 (рис. 94, *а*); рессорная подушка свободно устанавливается на балке и может поворачиваться относительно нее (рис. 94, *б*). Первый способ применяют в том случае, когда рессора передает реактивный и тормозной моменты; второй — когда рессора разгружена от передачи моментов. Обычно один конец рессоры

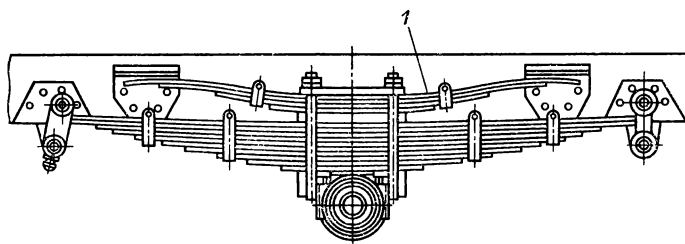


Рис. 93. Подвеска с расположением подрессорника сверху основной рессоры

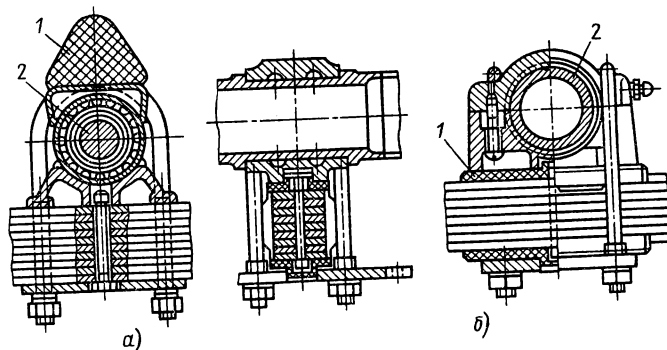


Рис. 94. Крепление продольной рессоры к балке ведущего моста:
a – жесткое; *b* – свободное

крепят к раме шарниром, а другой – серьгой, чтобы рессора могла свободно деформироваться при изменении нагрузки. Применяют и другие способы присоединения рессор к раме: через резиновые опоры, через опоры скольжения.

К недостаткам листовых рессор относятся большая масса и недостаточная долговечность. Основное преимущество листовых рессор – простота конструкции и обслуживания. Кроме

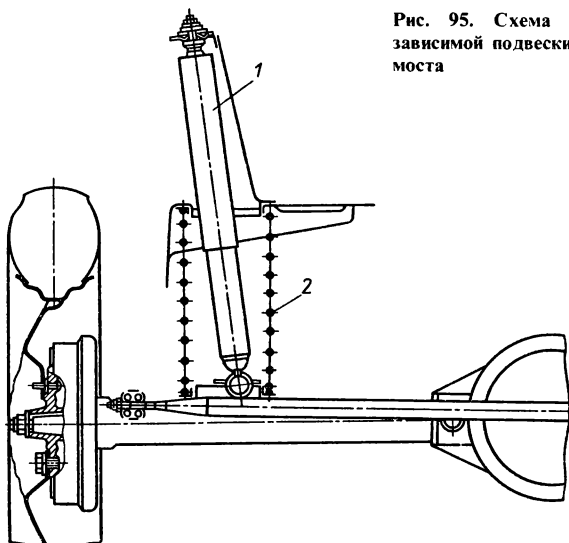


Рис. 95. Схема пружинной зависимой подвески ведущего моста

того, наличие межлистового трения в рессоре позволяет не устанавливать амортизаторов в тех случаях, когда необходимы простота конструкции подвески и ее малая стоимость.

Пружинная подвеска применяется главным образом для задних ведущих мостов легковых автомобилей (рис. 95). В ее конструкцию входит амортизатор 1, так как колебания автомобиля на пружинах 2 затухают медленно, а также продольные и поперечные реактивные штанги, которые передают толкающие, тормозные и боковые силы от колес через балку на кузов.

Пружины по сравнению с листовыми рессорами обладают большей удельной энергоемкостью, а следовательно, меньшей массой, значительной долговечностью и простотой изготовления. Основным недостаток пружинной подвески — необходимость установки направляющих и гасящих устройств.

§ 81. НЕЗАВИСИМАЯ ПОДВЕСКА

Независимые подвески получили широкое распространение на легковых автомобилях. В качестве упругого элемента в этих подвесках обычно применяют пружины.

У независимой подвески легче обеспечить необходимый динамический прогиб, а следовательно, и увеличить ее мягкость. Кроме того, уменьшается (в некоторых конструкциях исключается) угол наклона колеса при его подъеме и опускании. Вследствие этого снижается склонность переднего моста к колебанию его около продольной оси автомобиля и уменьшается (или полностью устраняется) гироскопический момент.

Применение независимой подвески передних колес незначительно увеличивает стоимость автомобиля, применение же независимой подвески задних мостов существенно усложняет и удорожает конструкцию. Поэтому в большинстве случаев современные легковые автомобили имеют независимую подвеску передних колес и зависимую подвеску задних.

По характеру вертикальных перемещений колес независимые подвески делятся на четыре вида: с перемещением в продольной или в поперечной плоскости, с перемещением в двух плоскостях и свечные.

Подвески с перемещением колеса в поперечной плоскости выполняют на одном или двух поперечных рычагах. При независимой однорычажной подвеске (рис. 96, а) подъем h колеса сопровождается его наклоном на угол λ и изменением колеи на величину Δl . При изменении угла λ во время подъема и опускания колеса возникает гироскопический момент, который может вызвать колебания колес вокруг шкворней.

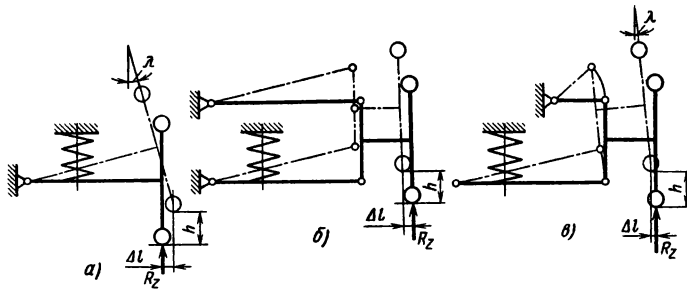


Рис. 96. Кинематика подвески с перемещением колеса в поперечной плоскости

Независимая двухрычажная подвеска с рычагами равной длины (рис. 96, б) полностью исключает наклон колеса. Однако изменение колеи Δl в этом случае может быть значительным, что ускоряет изнашивание шины и уменьшает боковую устойчивость колеса.

Независимая двухрычажная подвеска с рычагами разной длины (рис. 96, в) обеспечивает небольшой угол λ наклона колеса при его максимальном подъеме h . Возникающий при этом небольшой гироскопический момент гасится моментом сил трения в рулевом приводе, а изменение колеи Δl компенсируется упругостью шины.

Подвеска с перемещением колеса в двух плоскостях. Перемещение колеса в двух плоскостях (продольной и поперечной) возможно при независимых подвесках, в которых рычаги l расположены наклонно (рис. 97). Наклонное расположение рычагов позволяет довольно просто уменьшить «клевки» кузова при резком торможении автомобиля.

Свечная подвеска (рис. 98). В этой подвеске углы установки шкворня не меняются при перемещениях колеса, а при повороте автомобиля колеса и кузов наклоняются на одинаковые

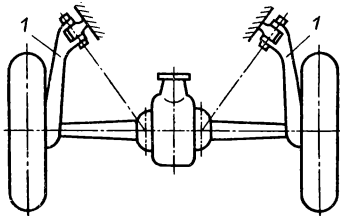


Рис. 97. Схема независимой подвески с перемещением колеса в продольной и поперечной плоскостях

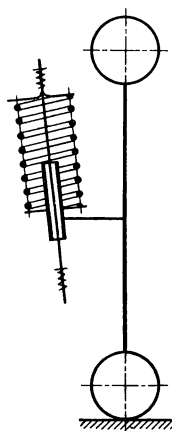
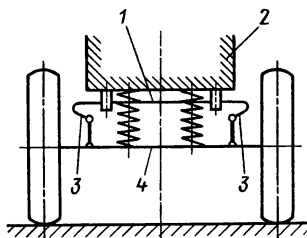


Рис. 98. Схема свечной подвески

Рис. 99. Схема стабилизатора поперечной устойчивости



углы. В свечных подвесках при перемещениях колеса колея и база автомобиля изменяются незначительно.

Подвеска с качанием колеса в продольной плоскости. Основным ее преимуществом является сохранение постоянства колеи при некотором изменении базы автомобиля. Однако такие подвески обладают недостаточной жесткостью конструкции (особенно боковой), поэтому их применяют в основном на автомобилях среднего и малого классов.

Стабилизатор. В подвесках легковых автомобилей и автобусов для уменьшения бокового крена и повышения устойчивости движения применяются стабилизаторы поперечной устойчивости 1 (рис. 99).

Круглый стержень стабилизатора из пружинной стали средней частью шарнирно крепится на раме 2, а концами 3 шарнирно соединяется с мостом 4 или рычагами подвески. При боковых кренах и угловых колебаниях кузова стержень закручивается, и часть нагрузки с одного колеса передается на другое, уменьшая крен кузова.

Характеристика упругости подвески представляет собой зависимость вертикальной нагрузки на колесо от деформации подвески, измеренной над осью колеса. Примерный вид характеристики показан на рис. 100. Упругость 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.

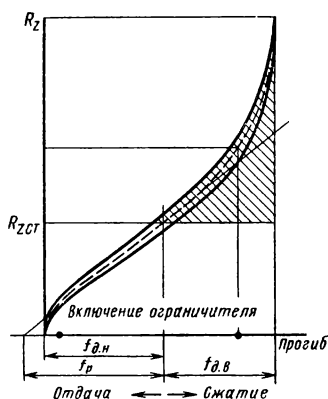


Рис. 100. Характеристика упругости подвески автомобиля

Собственная частота колебаний определяется эффективным статическим прогибом подвески f_p . Желательно, чтобы этот прогиб составлял не менее 80..250 мм для пассажирских автомобилей и 80..120 мм — для грузовых.

Жесткость подвески характеризуется углом наклона касательной к линии характеристики.

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 наблюдаются частые удары в ограничители («пробой» подвески). При больших его значениях подвеска в случае колебаний с большой амплитудой и ограниченной величиной динамического хода будет очень жесткой, и на неровной дороге динамические нагрузки, передаваемые через подвеску, вызывают удары в ограничители при $k_d = 2...3$.

§ 82. БАЛАНСИРНАЯ ПОДВЕСКА

В трехосных автомобилях подвеску второго и третьего мостов выполняют балансирной, что обуславливает равенство вертикальных нагрузок, приходящихся на их колеса. Наибольшее распространение получили зависимые рессорные балансирные подвески.

На рис. 101 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. Средней частью рессора прикреплена к качающейся на оси ступице 4. Концы рессоры свободно установлены в опорах, приваренных к балкам мостов.

Преимуществом балансирной подвески перед индивидуальной подвеской каждого из мостов является то, что она за счет поворота балансира вокруг его оси выравнивает вертикальные нагрузки, действующие на мосты. Если же перемещения колес

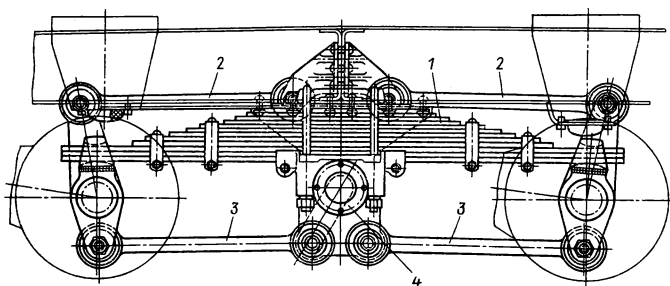


Рис. 101. Балансирная подвеска задних мостов автомобиля ЗИЛ-131

одинаковы по величине, но противоположны по направлению, то упругая характеристика представляет собой линию 3. Центр баланса не перемещается, и подвеска имеет как бы нулевую жесткость.

К направляющему устройству балансирной подвески предъявляют специфические требования: ограничение горизонтальных перемещений рессоры относительно балки моста и уменьшение угловых перемещений мостов, влияющих на износ шарниров, шлицевой муфты и опорных поверхностей рессор.

§ 83. АМОРТИЗАТОРЫ

Амортизаторы предназначены для гашения колебаний кузова и колес автомобиля путем превращения механической энергии колебаний в тепловую. В автомобилях применяют гидравлические амортизаторы, работа которых основана на использовании сопротивления жидкости при проходе ее через отверстия малого диаметра.

Основные требования к амортизаторам — эффективность гашения колебаний; стабильность действия в различных дорожных условиях и при разной температуре воздуха.

Амортизаторы различают по соотношению коэффициентов сопротивления при ходах сжатия K_c и отбоя K_o и по наличию разгрузочных клапанов. Коэффициентом сопротивления амортизатора называется отношение силы сопротивления перемещению штока к скорости его перемещения. Амортизаторы бывают двустороннего действия с симметричной ($K_c = K_o$) и несимметричной ($K_c < K_o$) характеристиками и одностороннего действия.

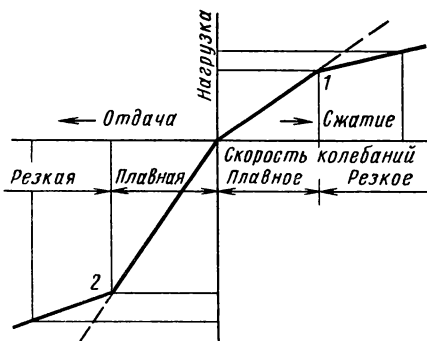


Рис. 102. Характеристика амортизатора

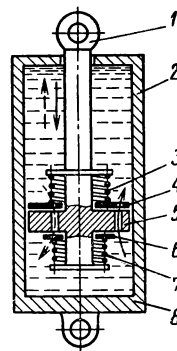


Рис. 103. Схема амортизатора

Наибольшее распространение получили амортизаторы двустороннего действия с несимметричной характеристикой и разгрузочными клапанами (рис. 102), у которых сила сопротивления во время хода сжатия растет медленнее, чем при ходе отбоя. Точки 1 и 2 соответствуют открытию разгрузочных клапанов. У существующих амортизаторов $K_0 = (2...5)K_c$.

В настоящее время применяют телескопические амортизаторы (рис. 103). Шток 1 и корпус 2 амортизатора связаны соответственно с кузовом автомобиля и балкой моста. При перемещении штока 1 в корпусе 2 и поршня 5 вверх или вниз с небольшой скоростью жидкость перетекает из надпоршневой полости в подпоршневую через постоянно открытые небольшие дросселирующие отверстия в клапанах 4 и 6. Если скорость перемещения поршня увеличивается, то возросшее давление жидкости будет открывать клапаны 4 и 6, нагруженные пружинами 3 и 7, уменьшая величину коэффициента сопротивления амортизатора.

Повышение долговечности амортизатора достигается уменьшением трения и увеличением стойкости трущихся поверхностей, ограничением напряжений в пружинах.

§ 84. ПНЕВМАТИЧЕСКАЯ И ГИДРОПНЕВМАТИЧЕСКАЯ ПОДВЕСКИ

В пневматической подвеске роль упругого элемента выполняет сжатый воздух, находящийся в специальном баллоне. Иногда используется дополнительно энергия сжимаемой жидкости. В этом случае подвеску называют пневмогидравлической.

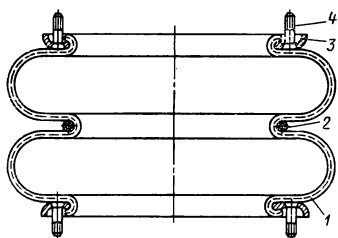


Рис. 104. Пневматический упругий элемент

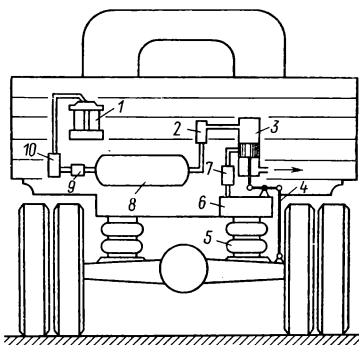


Рис. 105. Схема упругого элемента пневматической подвески

Пневматические упругие элементы (рис. 104) состоят из резинокордовой оболочки 1, бандажного кольца 2, прижимных колец 3 и болтов 4. Корд изготовляют из капроновой или нейлоновой ткани. Так как пневматическая и гидропневматическая подвески имеют переменную жесткость упругого элемента, то они используются на высококомфортабельных автомобилях и на автомобилях, полная масса которых изменяется в широких пределах. На рис. 105 показана принципиальная схема пневматической подвески.

Сжатый воздух из компрессора 1 подается в ресивер 8 через фильтр 10 и регулятор давления 9. Из ресивера воздух поступает в регулятор 3 постоянства высоты кузова и 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 работе упругого элемента.

Регулятор 3 постоянства высоты кузова предназначен для коррекции жесткости подвески в соответствии с изменением подрессоренной массы. Корпус регулятора установлен на кузове, а его поршень рычагом 4 связан с мостом автомобиля. При увеличении нагрузки на подвеску уменьшается расстояние между мостом и кузовом. Поршень регулятора перемещается вниз, и воздух из ресивера 8 поступает в баллоны до тех пор, пока не восстановится прежнее положение кузова. При уменьшении нагрузки поршень перемещается вверх, воздух из баллонов через регулятор выпускается в атмосферу, и кузов опускается. Для предотвращения срабатывания регулятора при колебаниях кузова введен гидравлический замедлитель.

В последнее время находят применение мембранные упругие элементы. На рис. 106 показан мембранный элемент

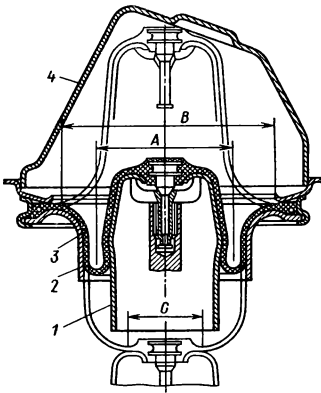


Рис. 106. Мембранный упругий элемент

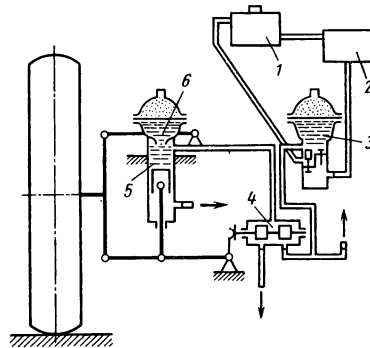


Рис. 107. Схема упругого элемента гидропневматической подвески

с ограничителем. Кожух 4 связан с подрессоренной частью автомобиля, а поршень 1 — с неподрессоренной. Сжатый воздух находится между кожухом и мембраной 3 при рабочем давлении 500...700 кПа. Края мембраны армированы стальными кольцами. Ограничитель 2 служит для предотвращения расширения мембраны.

Мембранные упругие элементы по сравнению с баллонными позволяют уменьшать собственную частоту колебаний автомобиля примерно в 2 раза, их эффективная площадь, соответствующая диаметрам A , B и C , может меняться в широких пределах и по различным законам. Это позволяет менять жесткость и характеристику упругости элемента также в широких пределах.

Преимуществами упругих элементов мембранного типа являются низкая частота собственных колебаний около статического положения и возможность получения нужной характеристики упругости. К недостаткам следует отнести меньшую, по сравнению с баллонными элементами, грузоподъемность, значительную деформацию и меньшую долговечность оболочки, значительное увеличение жесткости при предельных прогибах подвески.

Схема работы упругого элемента гидропневматической подвески показана на рис. 107. Насос 2 подает жидкость из бака 1 в аккумулятор давления 3, из которого она через нагнетательный канал поступает в полость под разделительной мембраной. Над мембраной находится сжатый газ (воздух или азот). Если давление в аккумуляторе превысит заданное, то

часть жидкости через редукционный клапан возвращается в бак. Из аккумулятора жидкость поступает к регуляторам 4 постоянного высоты кузова и затем в гидропневматический элемент 5. Высоту кузова можно изменить, регулируя давление жидкости, поступающей под мембрану упругого элемента. При колебаниях жидкость проходит через клапанную систему 6, что способствует затуханию колебаний кузова и колес автомобиля.

Для совершенствования подвески конструируют малогабаритные упругие элементы с большой энергоемкостью и нелинейной характеристикой. Перспективны пневматические и гидропневматические элементы. Простота конструкции и эксплуатации подвески зависит от числа шарниров подвески и их конструкции (числа точек смазывания) и от числа карданных шарниров (для ведущих колес).

§ 85. ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ПОДВЕСКИ

Наиболее нагруженные элементы рессорных подвесок – рессоры, выходящие из строя в результате усталостного разрушения. Для рессор применяют пружинные стали, у которых предел пропорциональности упругих деформаций близок к пределу прочности (кремнистые и марганцовистые стали 50ХГ, 50Г2, 55С2), а для торсионов – стали 45ХН2МФА, 60С2А, 70С3А.

Для повышения сопротивления усталости деталей необходимо, чтобы в поверхностном слое имелись остаточные сжимающие напряжения. С этой целью иногда применяют «заневоливание» пружин и торсионных валов, обкатку роликами, пластическую осадку и дробеструйную обработку рессор.

Долговечность пневматических баллонов в 3...5 раз выше, чем металлических упругих элементов, при применении синтетического корда. Срок службы гидропневматических подвесок определяется уплотнениями.

Преимущество пневматической подвески заключается в возможности получения изменяемой характеристики жесткости, введения автоматического управления положением кузова или дорожным просветом, а также увеличения, по сравнению с обычными подвесками, срока службы. Недостатки – высокая сложность и стоимость.

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?

ГЛАВА XVI

КОЛЕСА И ШИНЫ

§ 86. КЛАССИФИКАЦИЯ КОЛЕС И ТРЕБОВАНИЯ К НИМ

Автомобильные колеса служат для передачи сил и моментов, действующих между мостами и опорной поверхностью, а также для обеспечения заданного направления движения автомобиля и снижения динамических нагрузок на автомобиль от неровностей дороги.

По назначению колеса делятся на ведущие, ведомые и управляемые. Основные требования к колесам — минимальная затрата энергии на перекатывание и выдерживание направления движения автомобиля.

Конструкция автомобильного колеса показана на рис. 108. Обод, имеющий специальный профиль, служит для установки шины. Он может быть глубоким или плоским. Глубокий обод

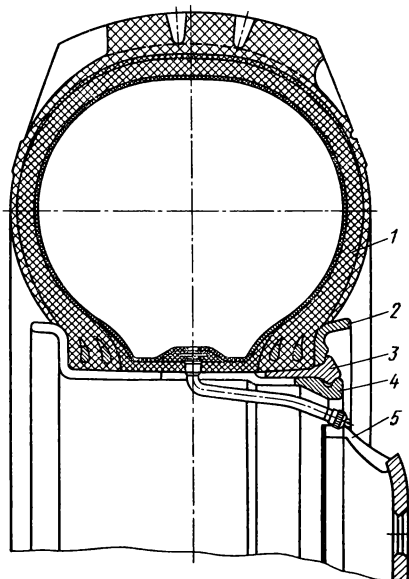


Рис. 108. Автомобильное колесо:
1 — пневматическая шина; 2 — бортовое кольцо; 3 — пружинное кольцо; 4 — обод; 5 — диск

делают у колес легковых автомобилей и грузовых автомобилей малой грузоподъемности. Выемка

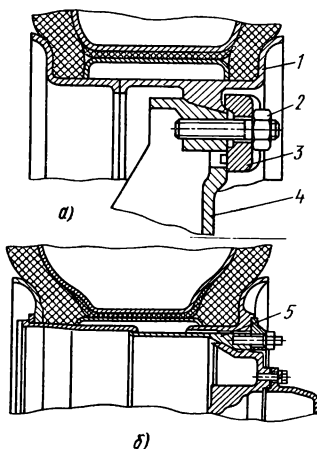


Рис. 109. Бездисковые колеса с различными ступицами:
а — спицевыми; б — барабанными

дусмотрена для возможности монтажа шины. Плоские ободья колес грузовых автомобилей имеют беззамковое бортовое кольцо 2 и удерживающее пружинное кольцо 3. Такая конструкция облегчает монтаж и демонтаж шины. Диск соединяет обод со ступицей. К ступице крепятся также тормозной барабан и фланец полуоси (если колесо ведущее).

Применяют также бездисковые колеса (рис. 109) со спицевыми или барабанными ступицами. У спицевых ступиц пять-шесть спиц заменяют диски колес. На концах каждой спицы 4 (рис. 109, *a*) имеются конические поверхности, служащие для крепления обода 1. От поперечных смещений колесо удерживается прижимами 3. Шпильки 2 прижимов расположены по окружности относительно большего диаметра, чем у дисковых колес, и поэтому меньше нагружены. Барабанные ступицы (рис. 109, *б*) используют на грузовых автомобилях большой грузоподъемности. Обод колеса посажен на коническую часть барабана 5. Основные преимущества бездисковых колес — простота конструкции и низкая стоимость, масса, меньшая на 10...15%, чем у дисковых колес, и удобство монтажно-демонтажных работ.

§ 87. АВТОМОБИЛЬНЫЕ ШИНЫ

Автомобильные шины классифицируют по способу герметизации внутренней полости — на камерные и бескамерные; по форме профиля — на обычные, широкопрофильные, арочные и пневмокотки; по конструкции каркаса — на шины с диагональным каркасом (тороидные шины), с радиальным каркасом (шины типа P); по способу работы — на шины с нерегулируемым и регулируемым давлением воздуха.

Шины должны иметь высокую износостойкость, обеспечивать хорошее сцепление с дорогой; малое давление на грунт (особенно для автомобилей повышенной и высокой проходимости); малое сопротивление качению; достаточную теплоустойчивость и хорошие упругие и амортизирующие свойства, способствующие повышению плавности хода автомобиля.

Камерные шины. Эти шины наиболее распространены и применяются как на дорожных, так и внедорожных автомобилях.

На рис. 110, *a* показана конструкция камерной тороидной шины. Протектор 1 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

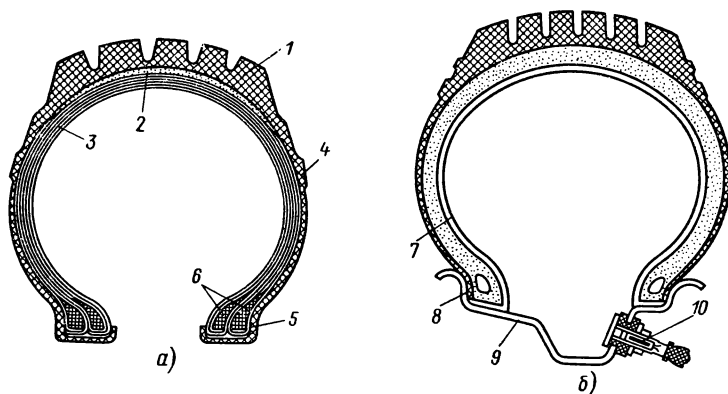


Рис. 110. Шины:
a – камерная; *б* – бескамерная

покрытием применяют протектор с мелким рисунком (рис. 111, *a*). Для дорог смешанного типа выгоден универсальный рисунок протектора (рис. 111, *б*). На плохих дорогах используют шины с грунтозацепами (рис. 111, *в*).

Каркас покрышки (см. рис. 110, *a*) состоит из нескольких слоев прорезиненного корда толщиной 1...1,5 мм, собранных крест-накрест; шины легковых автомобилей имеют 4... 6 слоев корда, шины грузовых автомобилей и автобусов 6... 14 слоев. Каркас несет основную нагрузку, и от его качества зависят прочность, эластичность, износостойкость шины. Нити корда бывают хлопчатобумажными, из вискозы, из синтетических волокон (нейлон, капрон, перлон) 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°C), поэтому его изготавливают из теплоустойчивых марок корда (вискозный и полиамидный). Боковины 4 предохраняют каркас от повреждений. Для придания бортам 5 механической прочности применяют стальные проволочные кольца 6.

Камеры изготавливают из высокопрочной резины с большим (до 40... 50%) содержанием натурального или синтетического каучука.

Бескамерные шины (рис. 110, *б*). При проколе шины воздух выходит из нее медленно, что дает возможность водителю остановить автомобиль и избежать аварии (повышается безопасность движения).

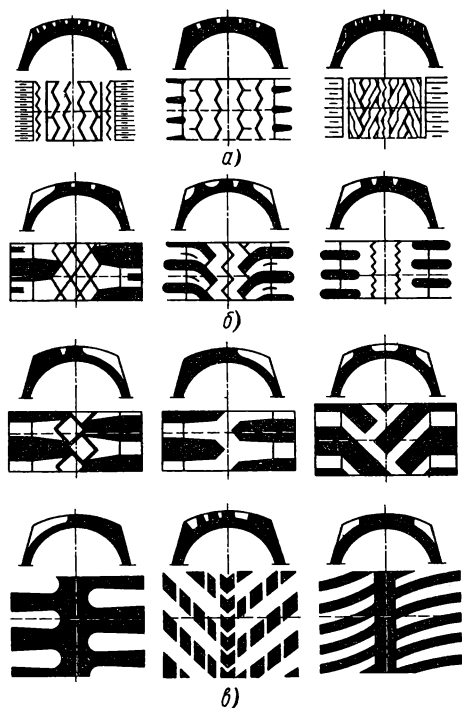


Рис. 111. Рисунки протектора шины

Бескамерные шины имеют герметизирующий слой 7 толщиной 1,5...3 мм, уплотнительную бортовую резину 8 и обод 9 специальной формы с вентилем 10. Герметизирующий слой отличается повышенной воздухонепроницаемостью и изготавливается из более плотных сортов резины (бутилкаучук, например). Вследствие меньшего нагревания при работе и использовании лучших сортов корда срок службы бескамерных шин на 20% выше, чем у обычных.

Шины типа Р (рис. 112). Отличительной чертой этого типа шин является конструкция каркаса и брекера: каркас имеет радиальное расположение нитей корда, а брекерный пояс — окружной. Нити каркаса 1 воспринимают только радиальные нагрузки, что позволяет уменьшить число слоев корда почти вдвое и увеличить на 25...30% радиальную эластичность шин.

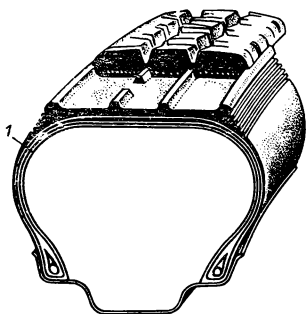


Рис. 112. Шины типа Р

Тангенциальные силы передаются малорастяжным брекером. В результате этого рассматриваемые шины по сравнению с обычными имеют больший (в 1,5...2 раза) срок службы, меньшие потери на качение колес (на 8...12%), более благоприятный температурный режим (температура шины уменьшается на 20...30 °С). В отношении массы шины типа Р равноценны обычным.

Съемные кольца устанавливаются на шины типа Р в ненакаченном состоянии. После накачивания шины кольца прочно сцепляются с профильными канавками поверхности каркаса.

Основной недостаток шин типа Р — возможность соскакивания съемных колец при уменьшении давления воздуха в шинах во время движения автомобиля по плохим дорогам.

Широкопрофильные шины (рис. 113, а). По сравнению с тороидальными эти шины имеют большую грузоподъемность и лучшие эксплуатационные свойства, а по сравнению с обычными сдвоенными (для задних ведущих колес) меньший на 10...15% вес. Применение широкопрофильных шин позволяет снизить сопротивление качению, уменьшить расход топлива, улучшить проходимость (беговая часть протектора шире и контакт с дорогой лучше) и устойчивость, повысить скорость движения автомобиля.

Арочные шины (рис. 113, б). Применяют для повышения проходимости грузовых автомобилей. Свое название арочные шины получили от формы профиля. Ширина профиля арочных шин в 2...2,5 раза больше, чем тороидных шин. Арочные шины при работе испытывают большие радиальные деформации и передают значительные крутящие моменты, поэтому их изготавливают из высокопрочного полиамидного корда и резин на основе натурального каучука. Эти шины имеют глубину рисунка протектора 30...60 мм, шаг грунтозацепов 100—250 мм. Арочные шины — бескамерные. Малое внутреннее давление, широкий профиль и эластичный каркас арочных шин обуславливают площадь отпечатков, в 1,5...2 раза превышающую площадь отпечатков тороидных шин, а следовательно, значительно меньшее давление в контакте. В результате этого, а также благодаря крупным грунтозацепам повышается проходимость автомобилей.

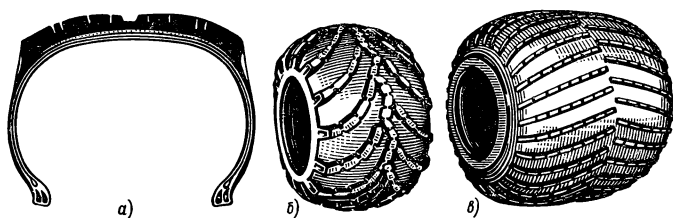


Рис. 113. Специальные автомобильные шины:
a – широкопрофильная; *b* – арочная; *c* – пневмокаток

Для движения по твердым дорогам в средней части протектора имеется беговая дорожка. Хорошие смягчающие и демпфирующие свойства арочных шин улучшают условия работы подвески автомобиля.

Пневмокатки. Эти шины дают возможность резко повысить проходимость автомобилей на грунтах с низкой несущей способностью (снег, рыхлый песок, болотистая местность). Пневмокатки имеют большую ширину профиля при сравнительно небольшом посадочном диаметре (рис. 113, *c*).

Внутреннее регулируемое давление воздуха в пневмокатках весьма низкое (70 кПа), что вместе с большой шириной профиля обеспечивает большую площадь контакта и хорошее сцепление с дорогой. Тонкий каркас и небольшое давление воздуха в пневмокатке делают его эластичным, вследствие чего он хорошо сопротивляется ударам. Это позволяет в некоторых случаях отказаться от упругих элементов в подвеске.

Шины с регулируемым давлением. В отличие от обычных тракторных шин имеют увеличенную на 20 ... 40 % ширину профиля, меньшее в 1,5 ... 2 раза давление воздуха, пониженную жесткость каркаса, вследствие меньшего числа слоев корда, повышенную эластичность протектора и не имеют золотников в вентиле.

Шины с регулируемым давлением устанавливают на автомобилях повышенной проходимости. Их протектор имеет крупные, широко расставленные грунтозацепы глубиной 20 ... 30 мм. Грунтозацепы прорезаны поперечными канавками для большей эластичности и лучшего самоочистения при забивании их грязью и снегом.

Система регулирования давления воздуха в шинах (рис. 114) позволяет изменить давление с места водителя как на стоянке, так и на ходу автомобиля, контролировать давление в шинах

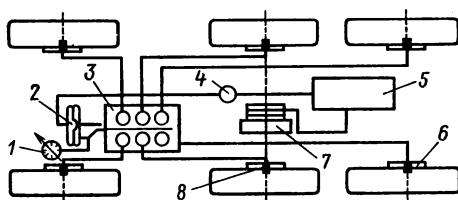


Рис. 114. Схема системы регулирования давления воздуха в шинах

и продолжать движение автомобиля при небольших повреждениях шины.

В систему регулирования давления воздуха в шинах входят компрессор 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 запас сжатого воздуха, необходимый для работы тормозов. Блок 3 шинных кранов имеет несколько вентилях по числу колес автомобиля и дает возможность изменять давление воздуха в шине каждого колеса. Воздухоподводящие устройства 6 обеспечивают подвод воздуха в шине колеса. Запорные краны 8 установлены в дисках и служат для предотвращения утечки воздуха из шин через неплотности воздухоподводящего устройства при длительной стоянке автомобиля.

Следует отметить, что все шины, улучшающие проходимость автомобиля по мягким опорным поверхностям, при движении по дорогам с твердым покрытием имеют более интенсивное изнашивание и большее сопротивление качению. Поэтому их применение ограничивается специальными автомобильными или определенными сезонами эксплуатации.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. По каким признакам классифицируются автомобильные шины?
2. В чем отличие шин с регулируемым давлением воздуха от обычных торoidalных шин?
3. На каких автомобилях применяют систему регулирования давления воздуха в шинах? Объяснить устройство и работу этой системы.

ГЛАВА XVII

РАМА, КУЗОВ, КАБИНА

§ 88. РАМА

Рама является несущей системой, на которой монтируют кабину, кузов и все агрегаты и механизмы автомобиля.

Рама автомобиля должна иметь высокую жесткость и прочность при минимальной массе, чтобы исключить возможность расшатывания и поломки элементов при движении автомобилей со значительным перекосом мостов и колес; рациональную конструкцию, позволяющую удобно размещать агрегаты и механизмы; форму, обеспечивающую низкое расположение центра тяжести автомобиля, значительный ход подвески и большие углы поворота управляемых колес.

Все грузовые и легковые автомобили с большим рабочим объемом двигателя имеют раму. В зависимости от конструкции рамы делятся на лонжеронные и хребтовые (центральные).

Лонжеронная рама (рис. 115). Эта рама состоит из двух продольных балок 1 специального профиля (лонжеронов), соединенных между собой поперечинами 2, придающими раме требуемую жесткость. Лонжероны изготавливают штамповкой из листовой стали; они имеют переменный профиль поперечного сечения в виде швеллера. Наибольшее сечение лонжерона находится в средней части рамы (более нагруженной), к краям площадь сечения уменьшается. Такая конфигурация обеспечивает изгибную равнопрочность рамы, уменьшение ее массы, удобство установки передних и задних рессор, снижение высоты центра тяжести автомобиля. С поперечинами лонжероны соединяют клепкой в холодном состоянии, реже — сваркой. На переднем конце рамы установлены буфер 4 и буксирные крюки 5, на заднем — тягово-сцепное устройство 3.

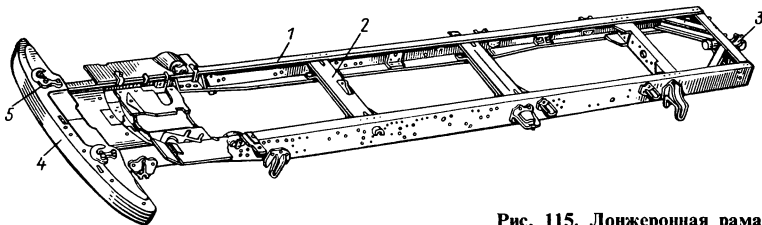


Рис. 115. Лонжеронная рама

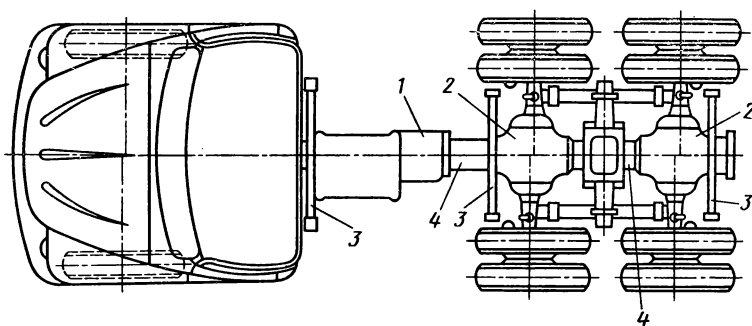


Рис. 116. Грузовой автомобиль с хребтовой рамой

В плане лонжеронные рамы могут быть прямоугольные с параллельными лонжеронами и постоянной шириной полки, прямоугольными с параллельными лонжеронами и сужающимися к передней части полками, трапециевидными с прямыми лонжеронами и постоянной шириной полки и Х-образными. Рамы трех последних форм позволяют увеличить углы поворота управляемых колес, а следовательно, уменьшить радиус поворота автомобиля. Иногда с целью более низкого расположения двигателя лонжероны в средней части рамы раздвигают (КамАЗ).

Хребтовые рамы (рис. 116). Такие рамы имеют одну центральную несущую балку, обычно трубчатого сечения. Несущая балка может быть составлена из картера 1 раздаточной коробки, картеров 2 главных передач и патрубков 4. По длине балки между фланцами патрубков и картеров установлены кронштейны 3, служащие опорами кабины, грузовой платформы, двигателя и других агрегатов.

Хребтовые рамы при высокой изгибной прочности в отличие от лонжеронных имеют высокую крутильную жесткость.

§ 89. КУЗОВ И КАБИНА

Кузов служит для размещения водителя, пассажиров и перевозимого груза.

По характеру воспринимаемых нагрузок кузова делят на несущие, полунесущие и разгруженные. Несущий кузов 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.

В зависимости от конструкции кузова выполняются бескаркасными, каркасными и полукаркасными. В соответствии с типом автомобиля различают кузова легковых автомобилей, автобусов, грузовых и грузопассажирских автомобилей. В грузовых автомобилях водитель и пассажиры находятся в кабине, а перевозимый груз размещается на платформе.

К кузову относится оперение, закрывающее части автомобиля, расположенные внутри кузова и кабины (капот, крылья и т. п.).

Большинство современных пассажирских автомобилей имеют несущие кузова.

Кузова легковых автомобилей. Кузова легковых автомобилей классифицируют по числу дверей, рядов сидений и конструкции крыши.

По числу дверей различают двухдверные, трех-, четырех- и пятидверные 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. 117) представляет собой жесткую сварную конструкцию и состоит из основания (пола) 1 с передней и задней частями, левой и правой боковины 3 с задними крыльями, передних крыльев 2 и крыши 4. Несущее основание является панелью пола, усиленной ребрами жесткости и глубокими выдавками, которые служат туннелями для карданного вала, тяг и т. д. Для установки двигателя и подвески к основанию спереди и сзади крепятся короткие лонжероны.

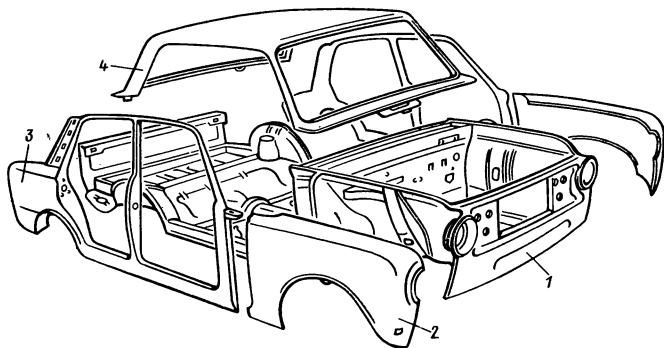


Рис. 117. Кузов легкового автомобиля

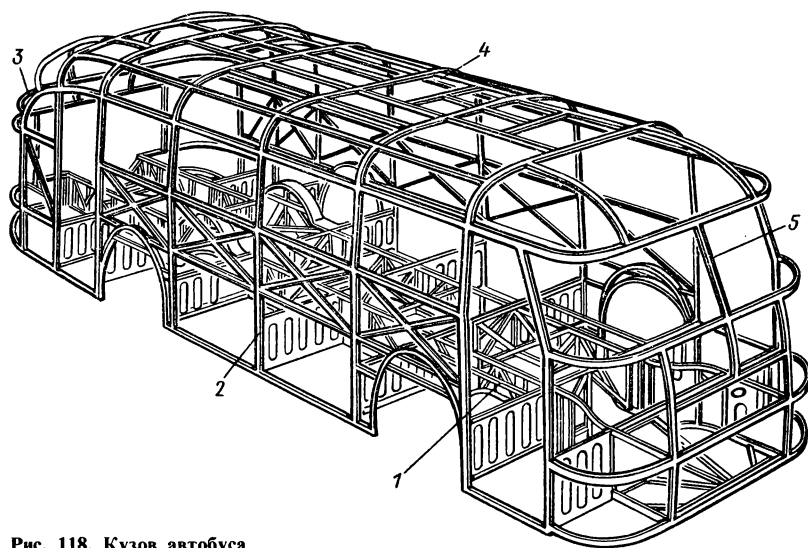


Рис. 118. Кузов автобуса

Кузова автобусов. В соответствии с назначением автобусы делят 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. 118) состоит из основания 1, боковины 2, крыши 4, передней 5 и задней 3 частей. Каркас обычно делают сварным из стальных труб прямоугольного сечения. К нему крепят наружную и внутреннюю облицовку, выполненные из легких сплавов или стеклопластиков. Несущее основание кузова автобуса изготавливают из штампованных профилей. Соединение каркаса с основанием может быть жестким или упругим.

Кузов грузового автомобиля. Основными его частями являются кабина и платформа. По способу изготовления кабины делятся на каркасные и бескаркасные, по числу мест — на одно-, двух- и трехместные.

На раме автомобиля кабина устанавливается перед двигателем, над двигателем или за двигателем. Кабины, располагаемые над двигателем, как правило, выполняются откидывающимися. Кабина грузового автомобиля (рис. 119) представляет собой жесткую сварную цельнометаллическую конструкцию, состоящую из каркаса 5, крыши 2, верхней 3, задней 1 и боковых панелей. К раме кабина крепится в трех или четырех

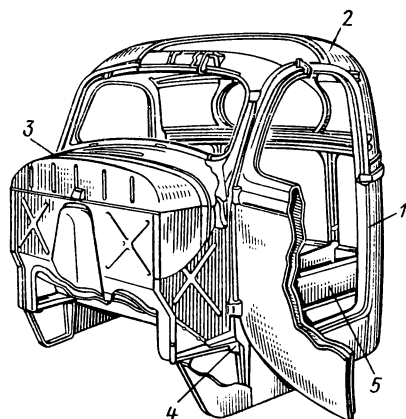


Рис. 119. Кабина грузового автомобиля

точках при помощи эластичных соединений, что исключает деформирование кабины вследствие перекоса и прогиба рамы. Для обеспечения 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 бортов и установки тента. К раме бортовая платформа крепится с помощью стремянок.

К кузовам предъявляются следующие требования: обтекаемая форма; удобное расположение органов управления; хорошая обзорность для водителя и пассажиров; надежная изоляция от пыли, влаги, нагревания и шума; удобное расположение сидений; наличие вентиляции, отопления, кондиционирования воздуха, освещения салона; удобство выхода и входа пассажиров.

Обтекаемость кузова. При незначительном наклоне крыши кузова назад обтекаемость его улучшается, так как при этом отрыв воздушных струй от крыши происходит позже. Для хорошей обтекаемости с боков современные легковые автомобили и автобусы имеют боковины без резких переходов.

Обзорность. С места водителя обзорность тем лучше, чем ниже и круче наклонен вперед капот, чем выше сиденье, меньше наклоны подушки и спинки, больше ветровое стекло, тоньше

ше стойки и чем дальше они сдвинуты назад. 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 увеличивается при прозрачных скатах крыши, которые значительно улучшают освещение пассажирского салона в дневное время.

Шумоизоляция кузова. Применение противозумных паст, битумных мастик, теплоизоляционных и перфорированных картонов позволяет снизить уровень шума. Особенно надежной должна быть шумоизоляция панели двигателя. На современных автомобилях панель обивают толстыми щитами 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 полом и с уложенными на них сверху слоистыми термозумоизоляционными прокладками.

Для изоляции дверей и боковин применяют шумоизоляционные мастики, войлок и картон с прокладкой из пеноволокон. Для потолка кузова используют пенопласт или перфорированный картон.

Система кондиционирования воздуха. Обычно применяется на комфортабельных легковых и междугородных автобусах, служит для отопления, вентиляции и регулирования влажности воздуха в салонах, показана на рис. 120. Вентилятор 7 нагнетает наружный воздух через затворник 8 и воздух из кузова через затворник 9 в охладитель 6, из которого он через люки 5 поступает в кузов. Количество поступающего воздуха регулируется заслонками. В охладителе теплота воздуха погло-

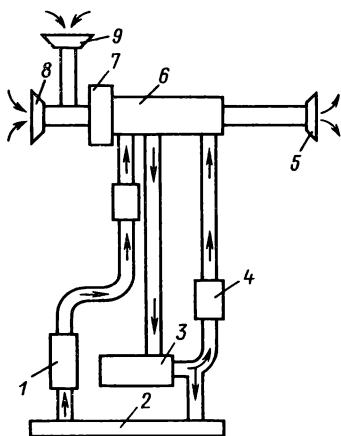


Рис. 120. Схема системы кондиционирования воздуха

щается охлаждающей жидкостью (например, фреоном-12), переходящей в парообразное состояние. Пары жидкости из охладителя 6 проходят в компрессор 3, где они сжимаются. Из компрессора пары попадают в радиатор 2, где они, охлаждаясь потоком встречного воздуха, снова превращаются в жидкость, которая стекает в ресивер 1, а оттуда через фильтр в охладитель. Автоматическое регулирование системы осуществляется перепускным клапаном 4, который перепускает часть паров в обход радиатора. 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.

Конструктивные разработки кузовов, направленные на повышение безопасности движения автомобилей, включают комплекс мероприятий активной безопасности – предотвращение аварий и пассивной безопасности – защита от травм водителя и пассажиров автомобиля, потерпевшего аварию.

К средствам активной безопасности относятся: отличная обзорность с места водителя во всех направлениях; увеличение боковой площади очистки ветрового стекла стеклоочистителем; предохранение ветрового, заднего и боковых стекол от замерзания; отсутствие бликов от полированных поверхностей автомобиля; удобная посадка водителя, обеспечивающая возможность его длительной работы без утомления; снижение усилий на педали и введение автоматизации управления автомобилем. К средствам пассивной безопасности относятся: ремни безопасности; безосколочные стекла и деформируемые рулевые управления; приборные панели с повышенной энергопоглощающей способностью и утепленными приборами, кнопками и другими деталями; конструкции, обеспечивающие возможность выхода человека из аварийного автомобиля; высокая прочность пассажирского салона, незначительно деформирующегося при авариях; буфера 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 применять?
2. Каковы типы кузовов и их конструкции?
3. Какие мероприятия повышают безопасность автомобилей?

ГЛАВА XVIII

РУЛЕВОЕ УПРАВЛЕНИЕ

§ 90. КЛАССИФИКАЦИЯ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ И ТРЕБОВАНИЯ К НЕМУ

Рулевым управлением называется совокупность устройств, обеспечивающих поворот управляемых колес автомобиля при воздействии водителя на рулевое колесо.

Рулевое управление состоит из рулевого вала, 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 одному или нескольким управляемым мостам; с постоянным или переменным передаточным числом рулевого механизма; с червячным, винтовым, кривошипным или шестеренным (реечным) рулевым механизмом; с механическим или гидравлическим приводом управления; с усилителем либо без него.

К рулевому управлению предъявляются следующие требования: обеспечение высокой управляемости и устойчивости движения автомобиля; создание условий качения колес с минимальным боковым уводом; обеспечение оптимальных усилий на рулевом колесе при управлении автомобилем; предотвращение передачи толчков от дороги на рулевое колесо; обеспечение стабилизации управляемых колес; соответствие положениям инженерной психологии и безопасности конструкции.

Управляемость автомобиля, устойчивость движения и усилия на рулевом колесе в значительной степени зависят от передаточного числа рулевого управления, равного произведению передаточных чисел рулевого механизма и рулевого привода $u_{p,y} = u_{p,m}u_{p,p}$.

Передаточное число рулевого механизма $u_{p,m}$ (отношение угла поворота рулевого колеса к углу поворота вала сошки) может быть переменным или постоянным.

Передаточное число рулевого привода $u_{p,p}$ определяется соотношением приведенных плеч рычагов привода и поэтому является величиной переменной ($u_{p,p} = 0,85 \dots 1,1$).

Закон изменения передаточного числа имеет значение в основном для автомобилей без усилителей рулевого привода. У большинства рулевых механизмов автомобилей передаточное число постоянно. Передаточные числа рулевых механизмов отечественных автомобилей находятся в пределах 16...24.

§ 91. 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 регулирования, поскольку наиболее интенсивное изнашивание элементов передачи наблюдается в нейтральном положении); удобство размещения в кабине органов управления и предохранение водителя от травм при аварии.

Рулевые механизмы различают по типу передачи.

Червяк – ролик. Рулевые механизмы с передачей глобоидный червяк – гребневый ролик устанавливаются на автомобилях семейств «Жигули», «Москвич», ГАЗ, КАЗ.

В качестве примера на рис. 121 показан рулевой механизм автомобиля КАЗ-608. Передаточное число передачи постоянное. Применение трехгребневого ролика δ взамен червячного колеса уменьшает потери на трение в зацеплении и повышает КПД. При ведущем червяке КПД равен 0,8, при ведомом – 0,6. Вследствие понижения КПД 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 роликовые подшипники 6 червяка – изменением толщины прокладок 3 под крышкой 2 картера.

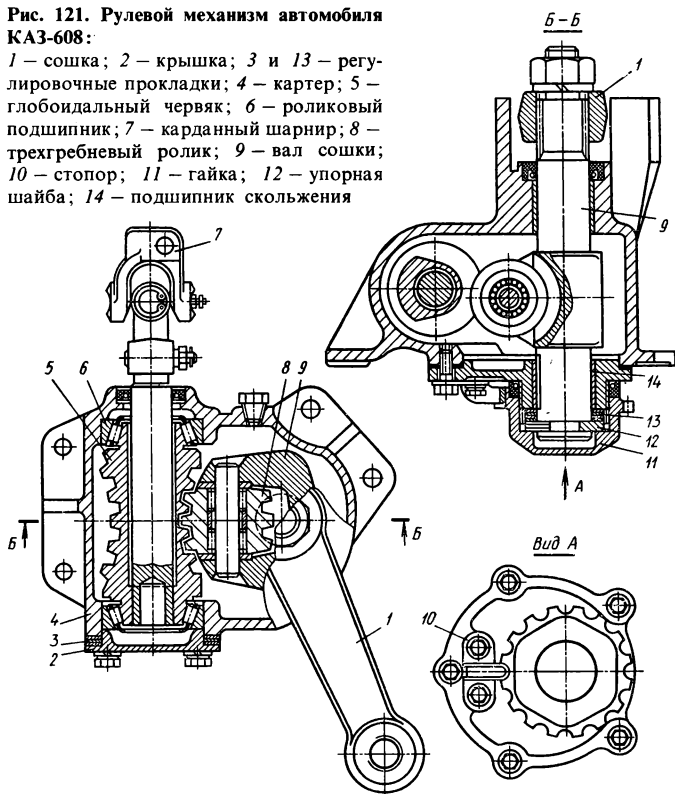
По сравнению с другими зубчатыми передачами глобоидные передачи отличаются малыми габаритными размерами, поэтому рулевые механизмы с ними удобно компоновать. Они достаточно надежны и просты в обслуживании.

Червяк – сектор. Рулевые механизмы с передачей червяк – боковой сектор (рис. 122) используются 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

Рис. 121. Рулевой механизм автомобиля КАЗ-608:

1 — сошка; 2 — крышка; 3 и 13 — регулировочные прокладки; 4 — картер; 5 — глобоидальный червяк; 6 — роликовый подшипник; 7 — карданный шарнир; 8 — трехребневый ролик; 9 — вал сошки; 10 — стопор; 11 — гайка; 12 — упорная шайба; 14 — подшипник скольжения



механизмов. В то же время изнашивание деталей передачи неинтенсивное из-за благоприятного контакта витков червяка и зубьев сектора. Благодаря низкому КПД в обратном направлении передача хорошо поглощает энергию толчков 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 применением 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. В процессе эксплуатации этот зазор регулируют перемещением вала сошки вдоль оси.

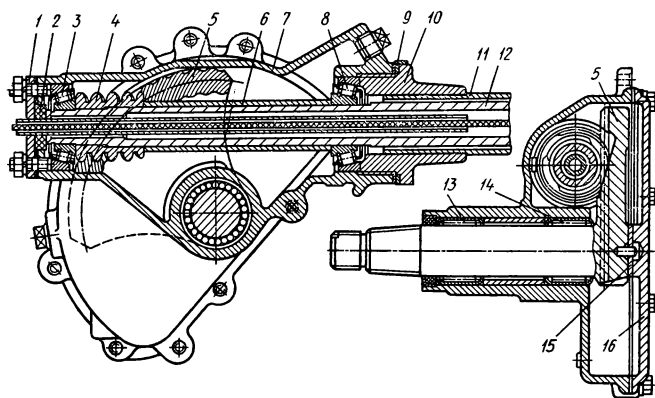


Рис. 122. Рулевой механизм автомобиля КрАЗ-256:

1 – нижняя крышка; 2 – сальник; 3 и 8 – конические роликовые подшипники; 4 – червяк; 5 – сектор; 6 – распорная втулка; 7 – картер; 9 – регулировочные прокладки; 10 – верхняя крышка; 11 – колонка; 12 – вал рулевого механизма; 13 и 14 – игольчатые подшипники; 15 – упорная шайба; 16 – боковая крышка

Винт – рейка-шестерня. Двухступенчатые рулевые механизмы с винтовой передачей (с циркулирующими шариками) и зубчатой парой (рис. 123) устанавливаются на автомобилях семейств ЗИЛ, КамАЗ, МАЗ.

Передаточные числа этих рулевых механизмов постоянные. Использование циркулирующих шариков позволяет заменить трение скольжения в паре винт – гайка 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 высокие КПД не препятствуют стабилизации управляемых колес, но не способствуют поглощению толчков, передаваемых от управляемых колес. Однако наличие гидравлического усилителя компенсирует этот недостаток. Увеличение габаритных размеров, в особенности при встроенном гидроусилителе, усложняет конструкцию и повышает ее стоимость.

Для уменьшения зазора в рулевом механизме вблизи нейтрального положения 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 рейка – шестерня регулируют перемещением сектора вдоль оси вала сошки.

Рулевые механизмы отечественных автомобилей не имеют ярко выраженных преимуществ при сравнении одного с дру-

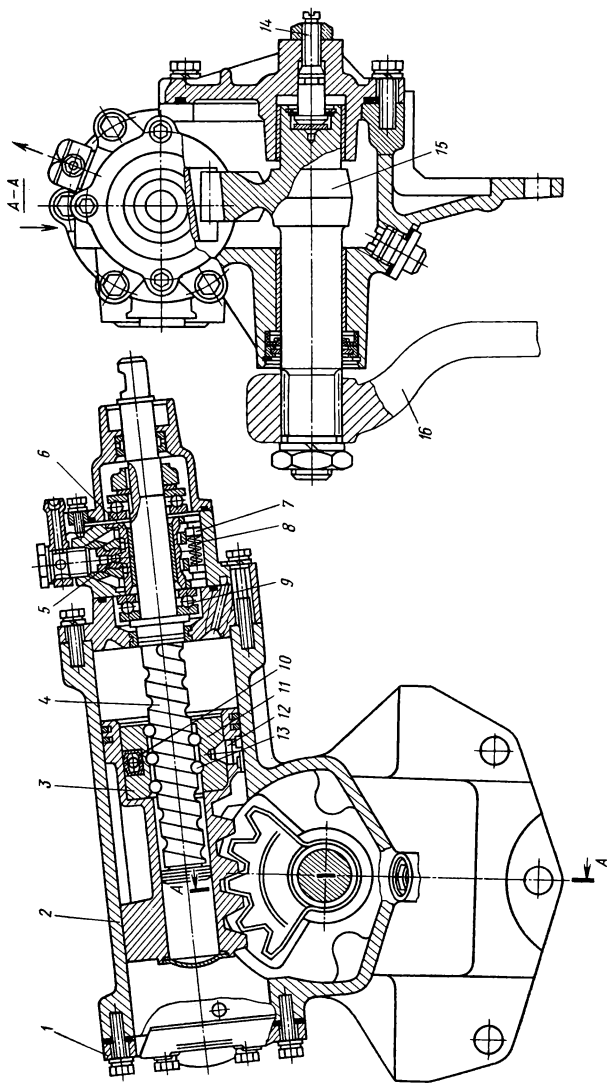


Рис. 123. Рулевой механизм с гидроусилителем автомобиля ЗИЛ-130:
 1 — крышка; 2 — картер; 3 — поршень; 4 — винт; 5 — шариковый клапан; 6 — золотник; 7 — реактивный плунжер;
 8 — пружина; 9 — упорный подшипник; 10 — желоб; 11 — гайка; 12 — шарик; 13 — стопор; 14 — шарик;
 15 — вал рулевой сошки; 16 — сошка

гим, поэтому выбор рулевого механизма при проектировании обоснован производственными, экономическими и другими факторами.

§ 92. РУЛЕВЫЕ ПРИВОДЫ

Рулевой привод служит для передачи воздействия от рулевого механизма к управляемым колесам, а также для обеспечения необходимого соотношения между углами их поворота. Преобладающее распространение получили механические рулевые приводы из-за их относительной простоты, в особенности для автомобилей с управляемыми колесами одного моста. Механический рулевой привод состоит из рычагов, тяг и шарниров.

Рулевая трапеция является обязательной частью любого привода; простейшие схемы для управляемых колес одного моста приведены на рис. 124. Размеры элементов трапеции подбирают так, чтобы получить необходимое соотношение углов поворота управляемых колес. Существующие схемы трапеции не обеспечивают точного совпадения действительных углов поворота управляемых колес с теоретически необходимыми.

В зависимости от места расположения относительно оси колес рулевая трапеция может быть передней (рис. 124, б) или задней (рис. 124, а). Выбор варианта расположения трапеции при проектировании определяется компоновочными возможностями. При зависимой подвеске колес поперечная тяга обычно цельная — неразрезная (рис. 124, а, б), при независимой подвеске подъем или опускание одного из управляемых колес в случае применения цельной поперечной тяги вызывал бы их поворот. Чтобы избежать этого, поперечную тягу делают разрезной, из двух или трех звеньев (рис. 124, в), а шарниры располагают в точках, близких к осям качения рычагов подвески. Продольную тягу тоже располагают так, чтобы кинемати-

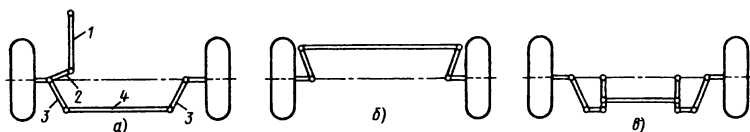


Рис. 124. Схема рулевых трапеций:

а и *б* — соответственно задняя и передняя неразрезные трапеции; *в* — задняя разрезная трапеция; *1* — продольная тяга; *2* — поворотный рычаг; *3* — рычаги трапеции; *4* — поперечная тяга

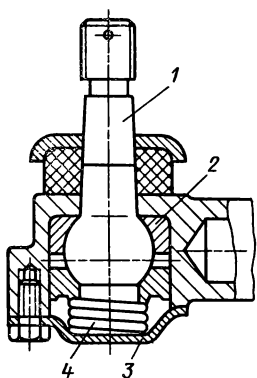


Рис. 125. Шарнир рулевого привода:
 1 — шаровой палец; 2 — сухарь; 3 — крышка;
 4 — пружина

ка подвески не влияла на поворот колес. Тяги рулевых приводов изготавливают из бесшовных стальных труб, что уменьшает массу и повышает изгибную жесткость тяг. Изменяя длину поперечной тяги, регулируют схождение колес.

Шарниры служат для беззазорного соединения тяг и рычагов рулевого привода (рис. 125). В шарнирах продольной тяги помещают пружины для смягчения толчков. Затяжку пружин регулируют резьбовыми пробками. Современные шарниры выполняются с сухарями из пластмасс (нейлона, капрона и т. п.), которые пропитывают специальным составом, и они в процессе эксплуатации не требуют смазывания.

Наиболее ненадежным элементом рулевого привода обычно являются шарниры, поэтому увеличение числа шарниров снижает надежность рулевого управления в целом. Наличие зазоров в рулевом приводе приводит к образованию свободного хода рулевого колеса. При слишком большой его величине управление автомобилем затруднительно. 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 частей рулевого управления, расположенных перпендикулярно направлению возможного удара, должна обеспечивать распространение 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. Применяются также травмобезопасные и энергопоглощающие колонки.

§ 93. УСИЛИТЕЛИ РУЛЕВОГО ПРИВОДА

Усилитель служит для уменьшения усилий и энергии, затрачиваемой водителем на управление автомобилем, а также для обеспечения управляемого движения автомобиля

при разрыве шины управляемого колеса. Применяемые усилители являются следящими 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. В настоящее время применяются гидравлические усилители. К их достоинствам относятся малые габаритные размеры, обеспечиваемые благодаря высокому рабочему давлению (6, ... 10 МПа), и малое время срабатывания (0,2...0,4 с).

Принципиальная схема рулевого управления с гидроусилителем показана на рис. 126. Она состоит из насоса 1, золотника 4, исполнительного гидроцилиндра 8, рулевого механизма 18, рулевого привода (являющегося для усилителя механической обратной связью). Насосы гидроусилителей обычно лопастные с приводом от двигателя; максимальное давление до 10 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 уси-

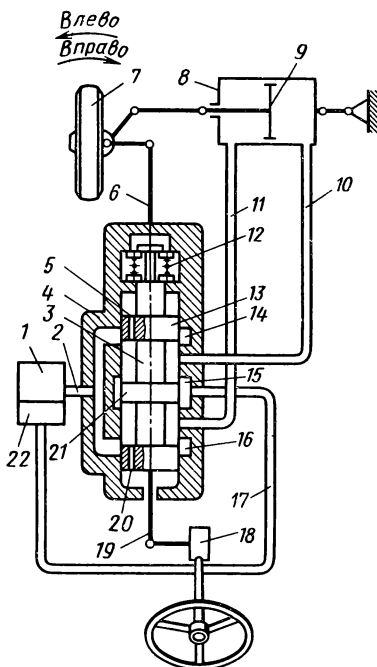


Рис. 126. Принципиальная схема рулевого управления с гидроусилителем: 1 — насос; 2, 10, 11 и 17 — маслопроводы; 3 — золотник; 4 — корпус; 5 и 20 — отверстия в реактивные камеры; 6 — продольная тяга; 7 — колесо; 8 — гидроцилиндр; 9 — поршень; 12 — пружина; 13 — поршень золотника; 14, 15 и 16 — окна в корпусе; 18 — рулевой механизм; 19 — штанга; 21 — центральный поршень золотника; 22 — бачок

литерь рулевого привода может быть выполнен по одной из четырех приведенных ниже компоновочных схем (рис. 127). Каждой из них присущи как достоинства, так и недостатки, а поэтому ни одна из них не имеет преимуществ перед другой.

Первая схема (рис. 127, а) (автомобили семейств ЗИЛ, КамАЗ) характеризуется объединением распределителя, гидроцилиндра и рулевого механизма в одном агрегате. В качестве примера приведена конструкция автомобиля ЗИЛ-130, показанная на рис. 123. К преимуществам такой схемы следует отнести компактность, минимальную длину трубопроводов и, как следствие, высокое быстродействие. Кроме того, в этом случае отсутствует самовозбуждение колебаний управляемых колес. Существенным недостатком является нагружение полной силой всех элементов рулевого привода и частично рулевого механизма, а также большие габаритные размеры основного агрегата, что затрудняет его компоновку.

Во второй схеме гидроусилителя (рис. 127, б) (автомобили семейства БелАЗ, МАЗ-500) совместно скомпонованные распределитель и гидроцилиндр расположены отдельно от рулевого механизма. Гидроусилитель обладает высокой чувствительностью. Золотник не имеет центрирующих пружин и поэтому должен быть весьма точно изготовлен, чтобы движение проис-

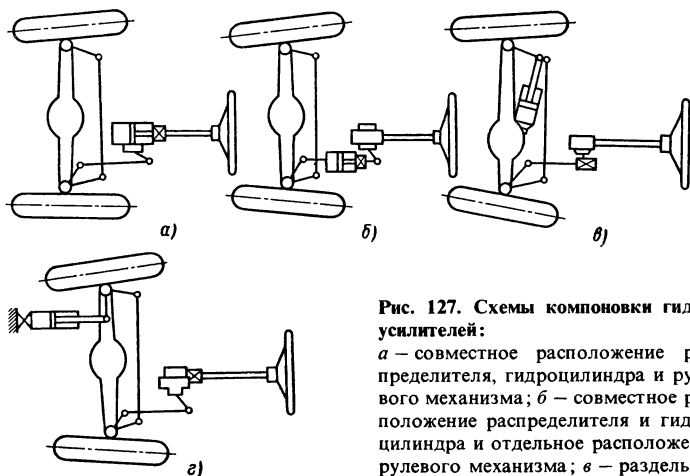


Рис. 127. Схемы компоновки гидроусилителей:

а — совместное расположение распределителя, гидроцилиндра и рулевого механизма; *б* — совместное расположение распределителя и гидроцилиндра и отдельное расположение рулевого механизма; *в* — раздельное расположение распределителя, гидроцилиндра и рулевого механизма; *г* — совместное расположение распределителя и рулевого механизма и отдельное расположение гидроцилиндра

ходило с минимальным трением. Рулевой механизм также должен обладать хорошей обратимостью, чтобы не ухудшать стабилизацию управляемых колес. В рассматриваемой схеме используют 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 является большая масса гидроусилителя и определенное месторасположение цилиндра, так как скомпонованный с ним распределитель должен быть связан с сошкой.

В третьей схеме (рис. 127, в) (автомобили семейства ГАЗ) все основные элементы (рулевой механизм, распределитель и гидроцилиндр) расположены отдельно один от другого, что обеспечивает удобство их компоновки на автомобиле, а также возможность использования стандартных деталей рулевого управления и типового рулевого механизма.

Распределитель на грузовом автомобиле ГАЗ-66 размещен в продольной тяге, а гидроцилиндр — на переднем мосту. Размещение гидроцилиндра 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 (рис. 127, г) (автомобили семейств «Урал» и МАЗ) предусматривает расположение распределителя в картере рулевого механизма, а гидроцилиндра — в рулевом приводе. 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 гидроцилиндр 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 привода 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.

§ 94. МАТЕРИАЛЫ ДЕТАЛЕЙ И ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ РУЛЕВЫХ УПРАВЛЕНИЙ

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 зависят от их материала. Червяки рулевых механизмов изготавливают из стали 35Х (ГАЗ) с цианированием на глубину 0,25 ... 0,3 мм и закалкой с охлаждением 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 и легких сплавов. 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 с охлаждением в масле с последующим отпуском до твердости *HRC* 56 ... 63. Рычаги поворотных цапф и сошки отковывают из сталей 35Х, 40Х, 40ХН.

Цилиндры усилителей отливают из сталей 35, 40 или растачивают из труб. Рабочую поверхность закаливают с нагревом ТВЧ до твердости *HВ* 240—285 и обрабатывают до высокого класса шероховатости.

Штоки изготавливают из стали, поверхность хромируют и полируют, *HRC* 55 ... 62. Поршни отливают из чугуна СЧ 15—32 (МАЗ, ГАЗ) или куют 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 выполняют из коррозионно-стойкой 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 улучшенным гашением обратных толчков.

Весьма перспективны гидравлические и электрогидравлические приводы, обладающие повышенными жесткостью и точ-

ностью. 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 XIX

ТОРМОЗНЫЕ СИСТЕМЫ

§ 95. ТРЕБОВАНИЯ К ТОРМОЗНЫМ СИСТЕМАМ

Тормозной системой автомобиля называется совокупность устройств, предназначенных для снижения скорости его движения, поддержания постоянной скорости движения на спусках и удержания на стоянке.

В соответствии с ГОСТ 22895–77 автомобиль оборудуется рабочей, запасной и стояночной тормозными системами, а автомобили с полной массой 12 т и выше, а также предназначенные для эксплуатации в горных условиях, должны иметь еще и вспомогательную систему. Каждая тормозная система состоит из тормозных механизмов и тормозных приводов.

К тормозным системам автомобиля предъявляются следующие требования: обеспечение требуемой эффективности торможения; сохранение устойчивости автомобиля при торможении; повышенная эксплуатационная надежность; стабильные тормозные свойства; плавное действие (рабочей, запасной и стояночной при движении), что необходимо для комфортабельной и безопасной езды; легкое управление.

§ 96. ТОРМОЗНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Тормозным механизмом называется устройство, предназначенное для создания и изменения искусственного сопротивления движению автомобиля. Тормозной механизм обычно располагают внутри обода колеса, реже – в трансмиссии. Он является составной частью рабочей тормозной системы.

В стояночных тормозных системах используются тормозные механизмы рабочей тормозной системы или трансмиссионные. Запасные тормозные системы обычно являются частью рабочих тормозных систем и используют общие с ними тормозные механизмы и тормозные приводы. На тяжелых автомобилях в качестве вспомогательной тормозной системы обычно применяется моторный тормоз, на автобусах и карьерных самосвалах — специальные гидравлические и электрические механизмы.

Колесные тормозные механизмы классифицируют по форме вращающихся элементов на барабанные и дисковые. Наибольшее распространение в автомобилях имеют барабанные тормозные механизмы с внутренним расположением колодок. Все шире применяются дисковые тормозные механизмы. Эффективность тормозного механизма оценивают отношением момента трения тормоза $M_{\text{тор}}$ к моменту приводных сил Pr_6 (где P — приводные силы; r_6 — радиус барабана). От тормозного механизма также требуется высокая стабильность, т. е. сохранение эффективности работы при уменьшении коэффициента трения. К конструктивным требованиям относятся уравновешенность сил, передающихся от колодок на подшипники колеса; одинаковый износ накладок. Для некоторых типов автомобилей требуется одинаковая величина тормозного момента при переднем и заднем ходе.

§ 97. БАРАБАНЫЕ ТОРМОЗНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Принципиальное различие конструктивных схем барабанных тормозных механизмов заключается в расположении опор колодок и характере действия приводных сил. На рис. 128 приведены четыре основные схемы барабанных тормозных механизмов и показаны действующие на колодки силы: с односторонним расположением опор (рис. 128, *а, б*), с разнесенными опорами (рис. 128, *в*) и с одной опорой (рис. 128, *г*). Индексы 1 и 2 соответствуют передней и задней колодкам.

Тормозной механизм с односторонним расположением опор и одинаковыми приводными силами. В схеме на рис. 128, *а* приводная сила 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

$$Y_1 = f_{\text{тор}} X_1, \quad (116)$$

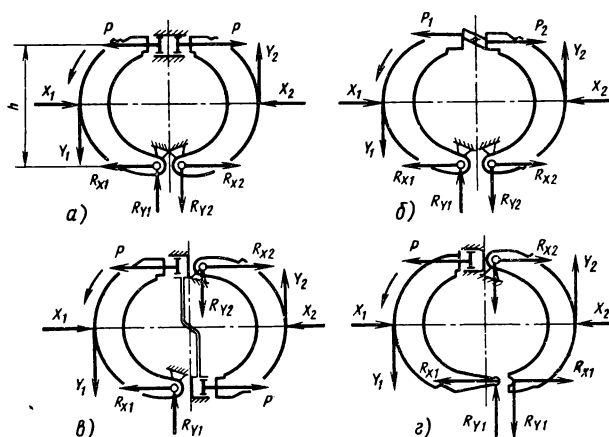


Рис. 128. Схема барабанных тормозных механизмов:
a – с односторонним расположением опор и одинаковыми приводными силами; *б* – с односторонним расположением опор и одинаковыми перемещениями колодок; *в* – с разнесенными опорами и одинаковыми приводными силами; *г* – с одной опорой

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:

$$Ph + Y_1 r_6 - X_1 h/2 = 0.$$

Отсюда, учитывая формулу (116), получаем $Y_1 = P f_{\text{тор}} \times h / (0,5h - f_{\text{тор}} r_6)$.

Моменты трения:

$$\text{передней колодки } M_{\text{тор1}} = Y_1 r_6 = Pr_6 f_{\text{тор}} h / (0,5h - f_{\text{тор}} r_6); \quad (117)$$

$$\text{задней колодки } M_{\text{тор2}} = Y_2 r_6 = Pr_6 f_{\text{тор}} h / (0,5h + f_{\text{тор}} r_6).$$

При сравнении $M_{\text{тор1}}$ и $M_{\text{тор2}}$ нетрудно установить, что при равенстве приводных сил и других одинаковых параметров колодки создают разные моменты трения, причем передняя большей, чем задняя. Это объясняется тем, что у передней колодки силы трения создают момент, прижимающий колодку к барабану. У задней колодки момент сил трения уменьшает ее прижатие к барабану.

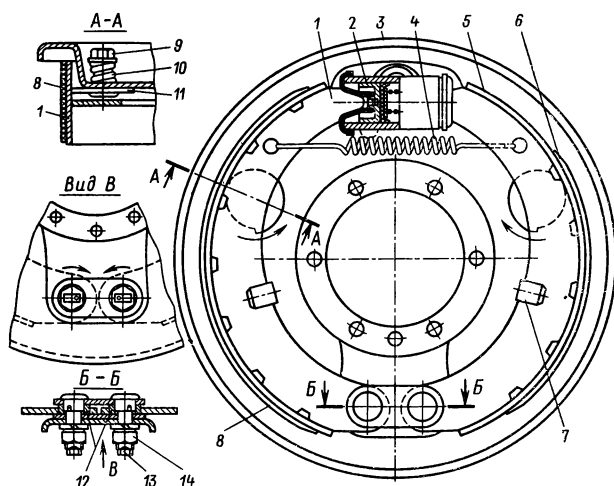


Рис. 129. Тормозной механизм переднего колеса автомобиля ГАЗ-53А:

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

Передняя колодка, у которой направление момента сил трения относительно опоры совпадает с направлением момента приводной силы, называется первичной, а задняя, у которой направления этих моментов противоположны, называется вторичной. Если изменить направление вращения барабана, то задняя колодка будет первичной, а передняя — вторичной; момент трения тормозного механизма (тормозной момент), равный сумме моментов трения колодок, по величине не изменится и может быть определен по формуле

$$M_{\text{тор}} = Pr_{\text{сф}} f_{\text{тор}} h^2 / (0,25h^2 - f_{\text{тор}}^2 r_{\text{б}}^2).$$

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 движении назад, то фрикционная накладка передней колодки изнашивается значительно интенсивнее, чем задней.

Тормозные механизмы, имеющие описанную выше схему, применяются на автомобилях ГАЗ-53А, ГАЗ-24 «Волга» (задние) и др. В качестве примера конструкции на рис. 129 пока-

зан тормозной механизм автомобиля ГАЗ-53А. Равенство приводных сил обеспечивается одинаковой площадью поршней рабочего цилиндра 2.

Для уравнивания износа накладок 8 передней колодки 1 длиннее накладок 6 задней колодки 5. Зазор между колодкой и барабаном при износе накладок регулируют с помощью эксцентриков 11, а центрируют колодки путем поворота опорных пальцев 13 с эксцентричными шайбами 12.

Тормозной механизм с односторонним расположением опор и одинаковыми перемещениями колодок. У этих механизмов (см. рис. 128, б) нормальные реакции колодок и касательные силы трения соответственно равны $X_1 = X_2$ и $Y_1 = Y_2$, что определяется одинаковой конструкцией и равной жесткостью колодок.

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. 128, а. Так как $Y_1 = Y_2$, то и моменты трения колодок равны между собой: $M_{\text{тор1}} = M_{\text{тор2}}$ или

$$P_1 r_6 f_{\text{тор}} h / (0,5h - f_{\text{тор}} r_6) = P_2 r_6 f_{\text{тор}} h / (0,5h + f_{\text{тор}} r_6).$$

Следовательно, приводные силы P_1 и P_2 неодинаковые

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{0,5h - f_{\text{тор}} r_6}{0,5h + f_{\text{тор}} r_6},$$

причем $P_1 < P_2$, что объясняется действием сил трения колодок.

Общий момент трения тормозного механизма с односторонним расположением опор и одинаковыми перемещениями

$$M_{\text{тор}} = r_6 f_{\text{тор}} h \frac{P_1 (0,5h + f_{\text{тор}} r_6) + P_2 (0,5h - f_{\text{тор}} r_6)}{0,25h^2 - f_{\text{тор}}^2 r_6^2},$$

и величина его не меняется при изменении направления вращения барабана (при заднем ходе автомобиля). 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 семейств ЗИЛ,

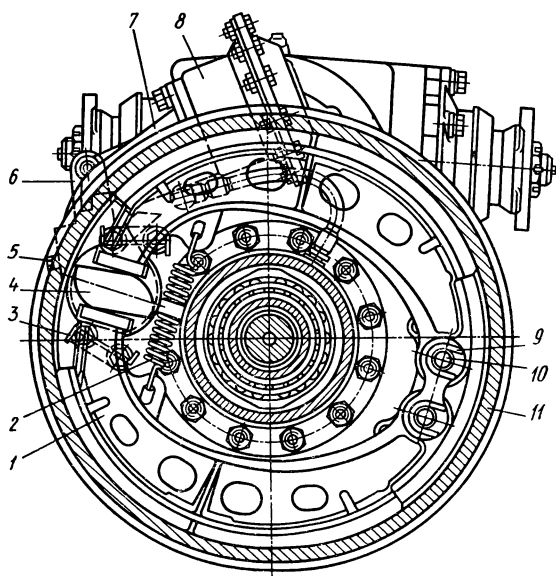


Рис. 130. Тормозной механизм автомобиля ЗИЛ-131:

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

МАЗ, КамАЗ и др. На рис. 130 показан тормозной механизм автомобиля ЗИЛ-131. Симметричностью профиля разжимного кулака 4 достигается равенство перемещений колодок 1 и, как следствие, равенство их моментов трения.

Тормозной механизм с разнесенными опорами и одинаковыми приводными силами. В этих тормозных механизмах (см. рис. 128, в) обе колодки при принятом направлении вращения являются первичными, поэтому при $P_1 = P_2 = P$ обеспечивается равенство нормальных реакций, касательных сил трения и моментов трения колодок:

$$X_1 = X_2; Y_1 = Y_2;$$

$$M_{\text{тор}1} = M_{\text{тор}2} = Pr_6 f_{\text{тор}} h / (0,5h - f_{\text{тор}} r_6),$$

а суммарный момент трения (тормозной момент)

$$M_{\text{тор}} = Pr_6 2f_{\text{тор}} h / (0,5h - f_{\text{тор}} r_6).$$

Тормозной механизм является уравновешенным. Интенсивность изнашивания обеих накладок одинакова. При изменении

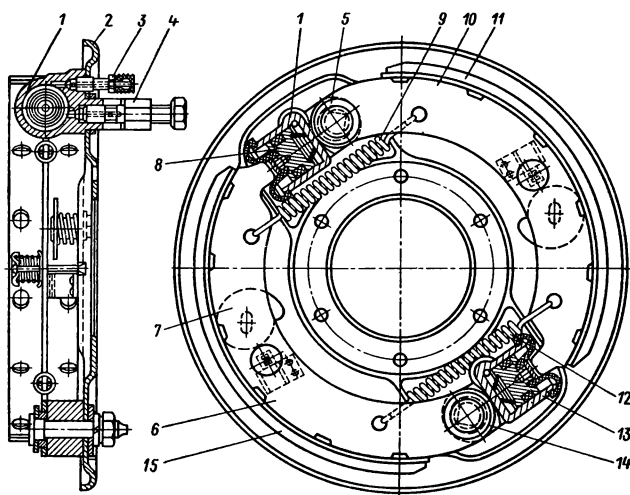


Рис. 131. Тормозной механизм переднего колеса автомобиля УАЗ-452:
 1 и 13 – рабочие цилиндры; 2 – опорный диск; 3 – перепускной клапан;
 4 – штуцер; 5 и 14 – опорные пальцы; 6 и 10 – колодки; 7 – регулировочный
 эксцентрик; 8 – поршень; 9 и 12 – стяжные пружины; 11 и 15 – фрикционные
 накладки колодок

направления вращения обе колодки становятся вторичными, момент трения (тормозной момент) резко падает.

Тормозные механизмы с разнесенными опорами и одинаковыми приводными силами используются на передних колесах автомобилей ГАЗ-66, УАЗ-452. На рис. 131 показан тормозной механизм переднего колеса автомобиля УАЗ-452. Концы колодок 6 и 10 упираются в поршни 8 двух одинаковых рабочих цилиндров 1 и 13, полости которых соединены между собой трубопроводом, чем достигается равенство давления жидкости и, как следствие, равенство моментов трения колодок. Конструкция механизма сложнее, чем у тормозных механизмов, описанных выше.

Тормозной механизм с самоусилением. В схеме рис. 128, г, опорой передней колодки служит задняя, упирающаяся 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 рабочем цилиндре, поэтому момент трения определяется

формулой (117). Для задней колодки приводной силой является сила, передающаяся от передней колодки. Эта сила определяется 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

$$M_{\text{top2}} = Pr_6 f_{\text{top}} h \frac{0,5h + f_{\text{top}}r_6}{(0,5h - f_{\text{top}}r_6)^2},$$

а момент трения тормозного механизма (тормозной момент)

$$M_{\text{top}} = Pr_6 f_{\text{top}} h^2 / (0,5h - f_{\text{top}}r_6)^2.$$

Поскольку $M_{\text{top1}} < M_{\text{top2}}$, то и $X_1 < X_2$, и $Y_1 < Y_2$, следовательно, тормозной механизм является неуравновешенным, а изнашивание накладок задней колодки будет более интенсивным, чем передней.

Так как приводная сила задней колодки создается действием касательных сил трения передней колодки и по величине больше силы P , то рассматриваемая конструкция называется тормозным механизмом с самоусилением. При изменении направления вращения барабана обе колодки становятся вторичными, и тормозной момент значительно уменьшается. Однако в некоторых 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 применяются в качестве трансмиссионных в стояночных тормозных системах (рис. 132).

При воздействии на рычаг ручного тормоза разжимной стержень 9 перемещает толкатель 7 и прижимает к барабану первичную колодку 2, имеющую более слабые стяжные пружины 1. Колодка 2 захватывается барабаном и своим нижним концом через сухарь 11 регулировочного механизма воздействует на колодку 4.

Сравнение схем тормозных механизмов. Рассмотренные особенности основных конструктивных схем барабанных тор-

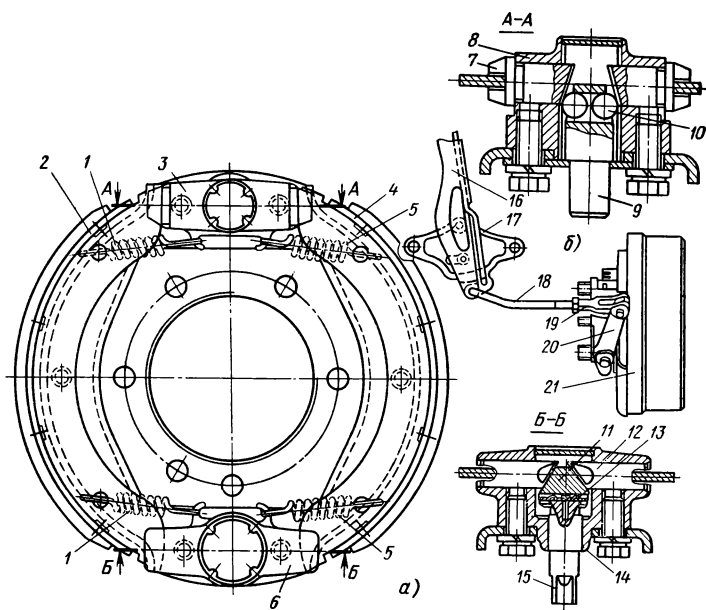


Рис. 132. Стояночная тормозная система автомобиля ГАЗ-53А:
а – механизм; *б* – привод; 1 – стяжные пружины первичной колодки; 2 и 4 – соответственно первичная и вторичная тормозные колодки; 3 – разжимной механизм; 5 – стяжные пружины вторичной колодки; 6 – регулировочный механизм; 7 – толкатель; 8 – корпус разжимного механизма; 9 – разжимной стержень; 10 – шарик; 11 – сухарь; 12 – опора; 13 – пластинчатая пружина; 14 – корпус регулировочного механизма; 15 – регулировочный винт; 16 – рычаг; 17 – зубчатый сектор; 18 – тяга; 19 – вилка; 20 – рычаг; 21 – барабан

мозных механизмов позволяют провести их сравнительную оценку при одинаковых параметрах: $h = 1,6 r_6$; $f_{\text{тор}} = 0,3$.

По эффективности тормозной механизм с односторонними опорами и одинаковыми перемещениями является худшим. 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 самоуслением $M_{\text{тор}}/Pr_6 = 2,56$ (156%).

Неуравновешенность тормозных механизмов, которая оценивается относительной суммарной силой, действующей на

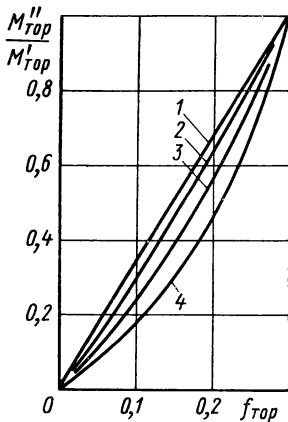


Рис. 133. Зависимость относительного тормозного момента от коэффициента трения $f_{\text{тор}}$ для различных барабанных тормозных механизмов:

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

подшипники колеса при торможении $(\Delta \bar{X} + \Delta \bar{Y})/P$, имеет следующие значения для сравниваемых тормозных механизмов:

- С односторонними опорами и одинаковыми перемещениями 0
- С односторонними опорами и одинаковыми приводными силами 1,73
- С разнесенными опорами и одинаковыми приводными силами 0
- С самоусилением 3,84

Как следует из приведенных выше величин, наихудшим является тормозной механизм, приведенный на рис. 128, г.

Важным свойством тормозных механизмов является стабильность тормозного момента. Стабильность во многом определяет одинаковость тормозных сил, приложенных к правым и левым колесам автомобиля, и, следовательно, безопасность торможения. Стабильность тормозных механизмов можно оценить по графику (рис. 133), 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. При уменьшении коэффициента 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 тормозной механизм, показанный на рис. 128, г.

Сопоставление проведенных оценок по эффективности тормозных механизмов и стабильности тормозных механизмов показывает взаимную зависимость этих параметров. Чем большей эффективностью обладает тормозной механизм, тем меньше его стабильность.

В последнее время начинает получать распространение барабанный тормозной механизм с клиновым разжимом, обладающим более простым устройством и лучшим КПД, чем механизм с разжимным кулаком. Применение клиновых разжимов позволяет использовать две схемы барабанного тормоза, так называемые дуплекс и симплекс, обладающие теми же свойствами, что и рассмотренные схемы соответственно с самоусилением и одинаковыми перемещениями колодок.

§ 98. ДИСКОВЫЕ ТОРМОЗНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

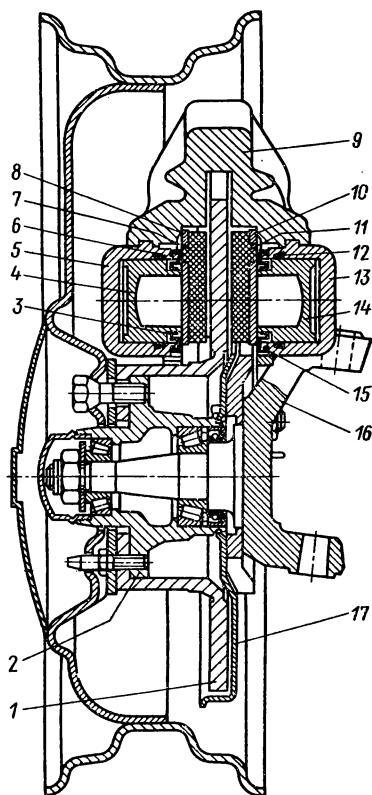
На рис. 134 показан дисковый тормозной механизм передних колес автомобиля ВАЗ-2101 «Жигули». Вследствие равенства давлений в соединенных между собой рабочих цилиндрах 5 и 13 обеспечивается равенство приводных сил и отсутствует осевая нагрузка на диск 1. После прекращения действия давления поршни 4 и 14 освобождают колодки 8 и 10, которые возвращаются в исходное положение деформированными кольцами 6 и 12.

Тормозной момент дискового тормозного механизма определяется средним радиусом трения диска r_d , силой P нажатия колодки на диск и коэффициентом трения $f_{\text{тор}}$:

$$M_{\text{тор}} = 2Pr_d f_{\text{тор}}$$

Рис. 134. 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



движением тормозных механизмов из ободов колес, а также созданием принудительного воздушного охлаждения. Существуют конструкции с принудительным жидкостным охлаждением.

К фрикционному материалу тормозных накладок предъявляются следующие требования: обеспечение в паре с материалом трущейся поверхности вращающегося элемента высокого коэффициента трения (0,3 ... 0,35); стабильность коэффициента трения при нагреве, высоких скоростях скольжения, попадании воды, грязи и масла; высокая жесткость; стойкость при высоких температурах (до 350 ... 400 °С).

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. Изнашивание накладок из этих материалов существенно интенсифицируется с ростом температуры (в 2 ... 5 раз при повышении температуры от 100 до 300 °С).

Перспективным является применение накладок из порошковых материалов. Они хорошо выдерживают высокие температуры, стабильно сохраняют коэффициент трения и обладают наиболее высокой жесткостью.

§ 100. МЕХАНИЧЕСКИЙ И ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ 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 должен обеспечивать: быстрое и одновременное приведение в действие всех 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 используют энергию водителя или энергию двигателя автомобиля. Бывают и комбинированные приводы.

По виду используемой энергии тормозные приводы могут быть механическими, гидравлическими, пневматическими, электрическими и комбинированными (гидромеханическими, гидропневматическими, пневмоэлектрическими и т. п.).

Механический тормозной привод. Этот тип тормозного привода представляет собой совокупность рычагов, валов, шарни-

ров и 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), 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.

На рис. 132 показана стояночная тормозная система автомобиля ГАЗ-53А. При торможении усилие от рычага 16 передается через тягу 18, рычаг 20 на разжимной стержень 9. Положение рычага 16 фиксируется защелкой на зубчатом секторе 17. Для растормаживания разъединяют защелку с зубчатым сектором и возвращают рычаг 16 в исходное положение.

Гидравлический тормозной привод. Принцип действия гидравлического тормозного привода основан на законе гидростатики, согласно которому давление внешних сил на поверхность жидкости передается одинаково по всем направлениям.

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 практически возможно только тогда, когда все колодки начнут прижиматься к барабанам. Чем больше усилие, приложенное 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 обеспечивается постоянная зависимость между усилием на тормозной педали и приводными силами.

Помимо этого, гидравлический привод обеспечивает малое время срабатывания вследствие несжимаемости жидкости; необходимое статическое распределение приводных сил между тормозными механизмами и колодками вследствие неодинаковости размеров колесных цилиндров; высокий КПД (0,8...0,9); небольшие габаритные размеры и массу; удобство компоновки.

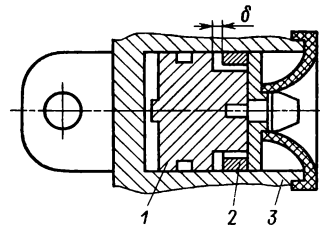
Недостатками гидравлического тормозного привода являются невозможность одноразового длительного торможения; выход из строя всей системы при нарушении герметично-

По сравнению с барабанными тормозами дисковый тормоз обладает высокой стабильностью, а также лучшим теплоотводом. Создание необходимого по величине тормозного момента обеспечивается большим диаметром поршней 4 и 14 (большими силами P), что в сочетании с малой площадью тормозных накладок приводит к более интенсивному их изнашиванию. Поэтому новые накладки имеют значительную толщину. Рассматриваемый тормозной механизм неуравновешен, вследствие чего при торможении создаются дополнительные силы на подшипники колеса. Кроме этого, дисковый тормоз имеет более высокие рабочие температуры и не защищен от абразива. Использование его в качестве стояночного тормоза затруднительно. Достоинствами дискового тормозного механизма кроме высокой стабильности являются: возможность работы с малыми зазорами, что позволяет увеличить передаточное число привода; более равномерное распределение давления по поверхности трения и, как следствие, более равномерный износ накладок; большая поверхность охлаждения и независимость эффективности торможения от степени износа накладок; меньшая масса по сравнению с барабанными тормозными механизмами. Рассмотренные свойства и конструктивные особенности тормозных механизмов объясняют причины использования различных схем тормозных механизмов в качестве колесных тормозов на современных автомобилях. Например, в легковых автомобилях на передних колесах обычно используют тормозные механизмы, обеспечивающие большие тормозные моменты, чем на задних колесах, так как при торможении вертикальная нагрузка на передние колеса становится значительно большей, чем на задних, и соответственно доля передних колес в создании общей тормозной силы должна быть большей, чем задних (автомобили ВАЗ). У большинства грузовых автомобилей задние колеса имеют большую нагрузку, чем передние, и хотя при торможении эта разница уменьшается, тем не менее задние тормозные механизмы таких автомобилей имеют большую эффективность, чем передние.

§ 99. НАГРЕВ И ОХЛАЖДЕНИЕ ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ И МАТЕРИАЛЫ ИХ ДЕТАЛЕЙ

Нагрев и охлаждение тормозных механизмов. В процессе торможения автомобиля происходит значительный нагрев элементов тормозных механизмов и изнашивание накладок, вызывающее увеличение зазора в тормозном механизме, повышение времени срабатывания, что существенно уменьшает

Рис. 135. Рабочий цилиндр с устройством для автоматического регулирования зазора



эффективность торможения. Первоначальный зазор в эксплуатационных условиях восстанавливают периодическим регулированием при техническом обслуживании автомобилей. Более рациональным является автоматическое поддержание постоянства зазора между трущимися поверхностями.

Существует несколько типов устройств для автоматического поддержания постоянства зазора (фрикционные, храповые, гребенчатые, заклинивающиеся). Наиболее простое из них показано на рис. 135. На поршне 1 рабочего цилиндра 3 установлено упругое стальное кольцо 2 с осевым зазором δ , соответствующим максимально допустимому в эксплуатации зазору между накладкой и барабаном.

Кольцо установлено в цилиндре со значительным натягом. При торможении кольцо переместится внутри цилиндра вместе с поршнем. При растормаживании силы стяжных пружин колодок не могут из-за большого натяга переместить кольцо в цилиндре в обратном направлении, вследствие чего между накладками колодок и барабаном поддерживается постоянный зазор, соответствующий δ .

При нагреве трущихся поверхностей ухудшаются тормозные свойства автомобиля и интенсифицируется процесс изнашивания накладок. При частых торможениях автомобиля температура на внутренней поверхности барабана может достигать $700-800^\circ\text{C}$, барабан деформируется, а тормозной момент существенно уменьшается.

Таким образом, конструкция тормозного барабана должна быть такой, чтобы обеспечивать хороший теплоотвод. Для этого должен быть правильно выбран материал, обеспечена достаточная масса, развиты поверхности охлаждения и улучшена вентиляция.

Материалы деталей. Тормозные барабаны делают литыми из одного материала (чугуна, стали) или биметаллическими (стальные с ободом из чугуна, алюминиевые со вставками из чугуна и т. п.). Увеличение поверхности охлаждения достигается путем оребрения барабанов, а улучшение вентиляции — вы-

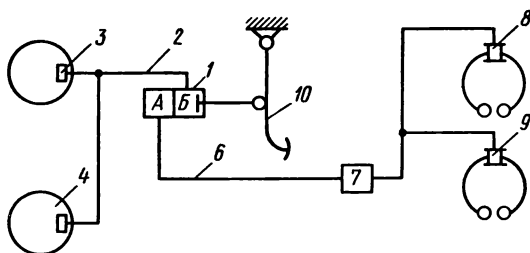


Рис. 136. Структурная схема тормозного привода автомобиля ВАЗ-2101 «Жигули»

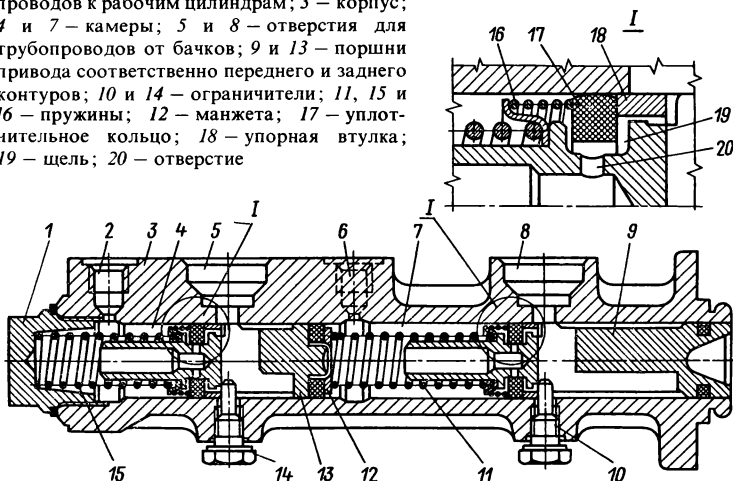
сти любого элемента; чувствительность к температурным условиям; ограничение максимальных приводных сил, что исключает применение его на автомобилях с полной массой свыше 5 т.

Для повышения надежности тормозных систем с гидравлическим приводом последний выполняется двухконтурным. Такой тормозной привод применяется на большинстве отечественных легковых автомобилей. Структурная схема привода автомобиля ВАЗ-2101 приведена на рис. 136.

Контуром привода называется независимая часть тормозного привода, остающаяся работоспособной при выходе из строя остальной части привода. К переднему контуру относится:

Рис. 137. 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



часть *Б* главного тормозного цилиндра, трубопровод 2 и рабочие цилиндры 3, 4 дисковых передних тормозных механизмов. Задний контур включает: часть *А* главного тормозного цилиндра, трубопровод 6, регулятор тормозных сил 7 и рабочие цилиндры 8,9 задних тормозных механизмов. Оба контура приводятся в работу тормозной педалью 10.

Тормозная жидкость из двух бачков поступает в двоярный (двухкамерный) главный тормозной цилиндр через отверстия 5 и 8 (рис. 137).

При нажатии на тормозную педаль поршень 9 переднего контура 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 заднего контура, создавая в своей камере 4 необходимое давление. При исправности обоих контуров давление в них практически одинаковое. Если выйдет из строя передний контур, то при нажатии на педаль правый поршень упрется в левый, и при дальнейшем совместном перемещении будет создано требуемое давление в заднем контуре. При утечке жидкости из заднего контура левый поршень упирается в пробку 1, и торможение происходит в результате создания давления в камере 7 заднего контура.

Регулятор тормозных сил (рис. 138) устанавливают в заднем контуре тормозного привода автомобиля ВАЗ-2101 с целью предотвращения юза колес. 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.

Корпус 11 закреплен на кузове, а рычаг 1, 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. Сверху корпус закрыт пробкой 4. К полости *А* че-

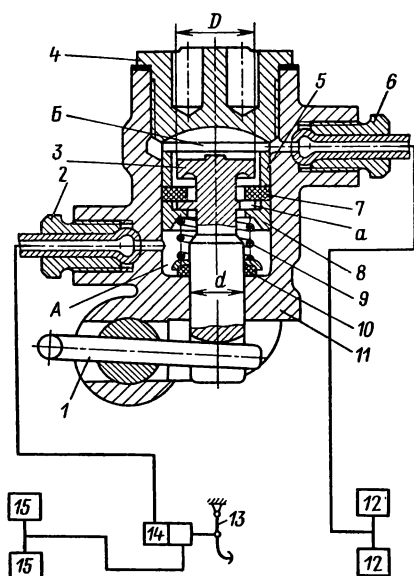


Рис. 138. Регулятор тормозных сил:

1 — рычаг; 2 и 6 — штуцеры; 3 — поршень; 4 — пробка; 5 — втулка; 7 — уплотнитель; 8 — упорное кольцо; 9 — пружина; 10 — сальник; 11 — корпус; 12 и 15 — колесные цилиндры; 13 — педаль; 14 — главный цилиндр

рез штуцер 2 подключен трубопровод от главного тормозного цилиндра. Полость *Б* штуцером 6 и трубопроводами соединена с рабочими цилиндрами 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 действует на поршень регулятора с двух сторон неодинаково: под воздействием разности сил поршень стремится переместиться вниз. При прижатии головки поршня к уплотнителю 7 полости *А* и *Б* разобщаются, и с этого момента соотношения давлений в этих полостях определяется соотношением активных площадей двух сторон головки поршня.

Чем меньше вертикальная нагрузка на задний мост, тем меньше сила, воспринимаемая штоком от рычага 1, и тем при меньшем давлении разобьются полости *А* и *Б* 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.

Устройства, обеспечивающие оптимальную тормозную эффективность в любых дорожных условиях при сохранении

устойчивости и управляемости автомобиля, называются антиблокировочными системами. Экспериментальные работы по созданию таких систем для установки на автомобилях массового производства ведутся во всех странах.

Усилители гидроприводов уменьшают затраты мускульной энергии на торможение автомобиля. Усилители могут использовать энергию сжатого воздуха — пневмоусилители; энергию разрежения во впускном трубопроводе двигателя — вакуумные усилители; энергию давления жидкости, создаваемого специальным насосом.

Наибольшее распространение на отечественных автомобилях имеют вакуумные усилители (ГАЗ-24 «Волга», ГАЗ-53А, ГАЗ-66, ВАЗ-2106 и т. д.).

Гидروвакуумный усилитель автомобиля ГАЗ-53А (рис. 139) состоит из вакуумной камеры, гидравлического цилиндра и масштабного следящего механизма прямого действия. При

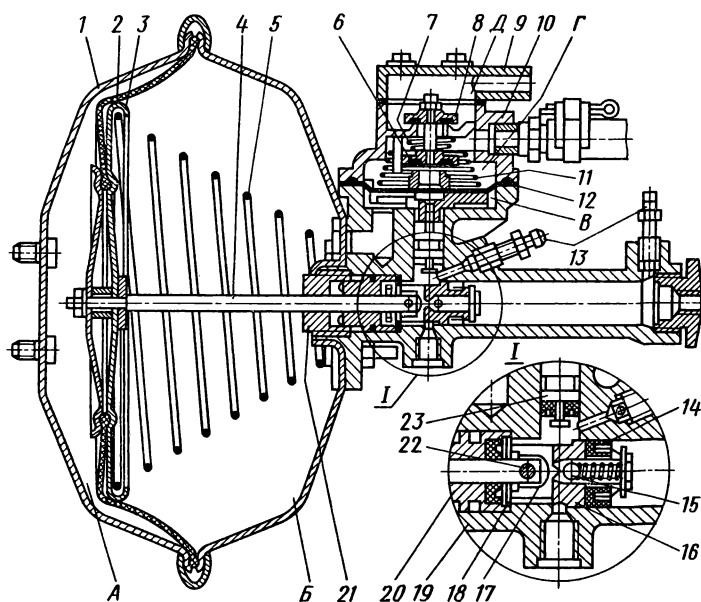


Рис. 139. Гидровакуумный усилитель автомобиля ГАЗ-53А:

1 — камера; 2 и 12 — мембраны; 3 — пята; 4 — толкатель; 5 и 7 — пружины; 6 — клапан; 8 — атмосферный клапан; 9 — крышка; 10 — корпус сервомеханизма; 11 — пружина; 13 — штуцеры; 14 — сальник; 15 — шариковый клапан; 16 и 18 — поршни; 17 — толкатель; 19 — корпус гидроцилиндра; 20 — упорная втулка; 21 — пробка; 22 — шток; 23 — плунжер

отпущенной тормозной педали мембрана 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. Мембрана 12 следящего механизма и плунжер отжаты вниз, вакуумный клапан 6 открыт, а атмосферный 8 – закрыт. Во всех полостях А – 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 мембрана 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 В перемещается мембрана вакуумной камеры, а вместе с ней толкатель и поршень. Толкатель шарикового клапана остается вначале на месте, и клапан закрывается. Затем перемещение поршня вызывает увеличение давления в трубопроводе, ведущем к рабочим цилиндрам, т. е. усиление.

Вследствие повышения давления в полости Г следящего механизма мембрана перемещается вниз, и атмосферный клапан вновь закрывается. Возникает равновесие сил, действующих на мембрану, 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.

§ 101. ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ ТОРМОЗНОЙ ПРИВОД

В тормозных системах с пневматическими тормозными приводами тормозные механизмы приводятся в действие энергией сжатого воздуха, а водитель лишь управляет работой воздухораспределительных аппаратов. Для создания приводных сил в тормозных механизмах, пропорциональных силе на тормозной педали, в пневматические тормозные приводы включают следящие аппараты, изменяющие давление воздуха в соответствии с управляющим воздействием. Следящие аппараты прямого действия автоматически изменяют давление воздуха прямо пропорционально управляющей силе,

а следящие аппараты обратного действия — обратно пропорционально этой силе.

Исполнительные механизмы пневматических тормозных приводов преобразуют давление сжатого воздуха в усилие, непосредственно приводящее в действие тормозные механизмы. Исполнительные механизмы выполняются в виде цилиндров с поршнем или камеры, в которой давление воздуха воспринимается гибкой резинотканевой мембраной.

К преимуществам тормозных цилиндров относятся большое перемещение штока и постоянство усилия на нем, а также высокая надежность. Однако тормозные цилиндры имеют трущиеся детали, снижающие их чувствительность к изменению давления воздуха. Они имеют более высокую стоимость в производстве и требуют ухода в эксплуатации. Тормозные цилиндры применяются на автомобилях, где необходимо большое перемещение штока (КрАЗ, МоАЗ).

Тормозные камеры более просты по устройству и экономически выгодны в производстве, более чувствительны к изменению давления воздуха. Существенными их недостатками являются ограниченный ход штока и изменение создаваемой на нем силы в зависимости от хода штока.

Схема тормозной камеры показана на рис. 140. Воспринимаемое мембраной 1 давление воздуха передается частично на опорный диск 5 и шток 4 и частично на корпус 2. Уменьшение ширины гибкого пояса мембраны при увеличении диаметра опорного диска увеличивает эффективную площадь тормозной камеры. Однако при этом ухудшаются условия работы мембраны и снижается ее долговечность. Оптимальным считают $d/D=0,7 \dots 0,75$. Тормозные камеры имеют широкое распространение на автомобилях семейств ЗИЛ, МАЗ, КамАЗ, автобусах семейства ЛАЗ.

В новых пневматических тормозных приводах широкое применение для задних мостов автомобилей получили тормозные

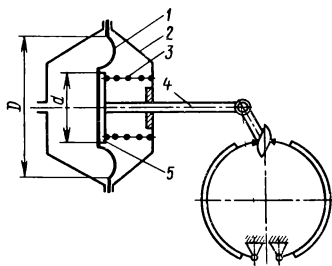


Рис. 140. Тормозная камера без аккумулятора энергии:

1 — мембрана; 2 — корпус; 3 — пружина; 4 — шток; 5 — опорный диск

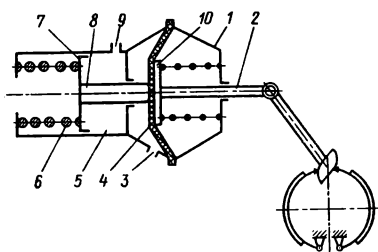


Рис. 141. Тормозная камера с пружинным аккумулятором энергии:
 1 – корпус; 2 – шток камеры; 3 – отверстие подсоединения контура рабочей тормозной системы; 4 – мембрана; 5 – цилиндр; 6 – пружина аккумулятора; 7 – поршень; 8 – шток цилиндра; 9 – отверстие подсоединения контура стояночной тормозной системы; 10 – опорный диск

камеры с пружинными аккумуляторами энергии. Схема такого исполнительного механизма дана на рис. 141. Он объединяет два устройства – тормозную камеру и цилиндр 5 – и управляется двумя независимо действующими один от другого контурами пневматического привода. Контур рабочей тормозной системы подсоединен к отверстию 3, а контур стояночной тормозной системы – к отверстию 9.

Перед началом движения цилиндр соединен с ресивером стояночной тормозной системы; сжатый воздух действует на поршень 7 и, дополнительно сжимая предварительно сжатую пружину 6, перемещает поршень и шток 8 в крайнее левое положение, при котором шток не соприкасается с мембраной 4. При торможении движущегося автомобиля сжатый воздух поступает в корпус 1 камеры, его давление передается через мембрану и шток 2, в результате чего разжимной кулак прижимает колодки к барабану.

На стоянке или при использовании стояночной системы как запасной в цилиндре 5 уменьшается избыточное давление воздуха или снижается до нуля. Пружина 6, разжимаясь через шток 8, опорный диск 10 и шток 2 камеры, затягивает тормозной механизм (это положение показано на рис. 141).

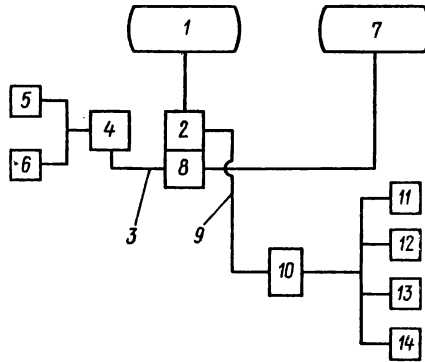
Применение тормозных камер с пружинными аккумуляторами энергии позволяет иметь на автомобиле три независимо действующие тормозные системы: рабочую, стояночную и запасную.

Рабочая тормозная система автомобилей семейства КамАЗ имеет двухконтурный пневматический тормозной привод (рис. 142).

Сжатый воздух (давление 0,8 МПа) находится в двух реси-

Рис. 142. Схема тормозного привода рабочей тормозной системы автомобилей семейства КамАЗ:

1 и 7 – ресиверы; 2 и 8 – тормозные краны; 3 – трубопровод контура передних колес; 4 – клапан ограничения давления; 5 и 6 – тормозные камеры передних колес; 9 – трубопровод контура задних колес; 10 – регулятор тормозных сил; 11–14 – тормозные камеры задних колес



верах 1 и 7 (системы сжатия, регулирования давления и очистки воздуха здесь не рассматриваются). Контур управления передними тормозами включает тормозной кран 8, трубопровод 3, клапан 4 ограничения давления и две тормозные камеры 5 и 6. Клапан 4 служит для ограничения давления воздуха в тормозных камерах передних и задних колес при неполном торможении и ускоряет выпуск воздуха из тормозных камер при оттормаживании.

Контур управления тормозными механизмами тележки объединяет тормозной кран 2, трубопровод 9, регулятор тормозных сил 10 и тормозные камеры 11–14. Тормозные краны 2 и 8 выполнены на автомобилях семейства КамАЗ в блоке и образуют двойной тормозной кран.

Верхняя и нижняя секции двойного тормозного крана КамАЗ (рис. 143) являются следящими аппаратами прямого действия и управляются от педали тормоза. Приводная сила Q передается через резиновую пружину 17 на поршень 2 верхней секции, который выполнен за одно целое с подвижным седлом 1. К неподвижному седлу 3 пружинной и давлением воздуха прижат клапан 4. Воздух из ресивера поступает в верхнюю секцию через трубопровод 5, а через трубопровод 15 подается к регулятору тормозных сил и затем к тормозным камерам тележки.

Следящее действие происходит вследствие равенства сил, действующих на поршень 2 сверху и снизу. Сверху на поршень действует установившееся значение приводной силы Q , а снизу – соответствующее ей давление воздуха. Таким образом, давление воздуха в трубопроводе 15 автоматически устанавливается прямо пропорционально приводной силе Q .

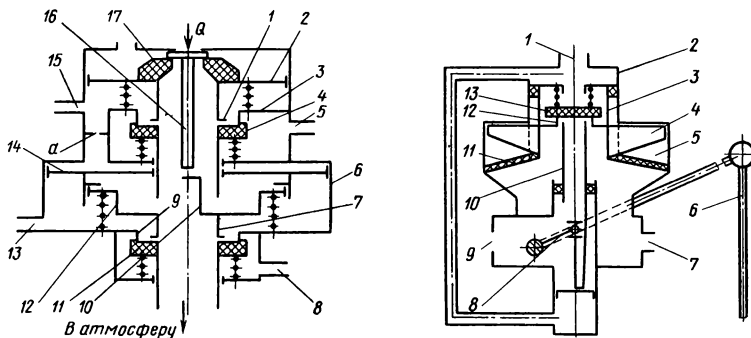


Рис. 143. Схема двойного тормозного крана автомобилей семейства КамАЗ:

1 и 7 – подвижные седла; 2 – поршень верхней секции; 3 и 9 – неподвижные седла; 4 и 11 – клапаны; 5 – трубопровод подвода воздуха в верхнюю секцию; 6 – корпус; 8 – трубопровод ввода в нижнюю секцию; 10 – стержень; 12 – поршень нижней секции; 13 – трубопровод вывода воздуха из нижней секции; 14 – приводной поршень; 15 – трубопровод вывода воздуха из верхней секции; 16 – винт; 17 – резиновая пружина

Рис. 144. Схема регулятора тормозных сил автомобилей семейства КамАЗ:

1 и 7 – штуцеры соответственно подвода и отвода воздуха; 2 – корпус; 3 – полый поршень; 4 – ребра поршня; 5 – ребра корпуса; 6 – тяга; 8 – кривошип; 9 – отверстие; 10 – подвижное седло; 11 – мембрана; 12 – седло; 13 – клапан

Приведение в работу нижней секции происходит действием сжатого воздуха из верхней секции на приводной поршень 14. Воздух поступает в полость над поршнем через отверстие *a* в корпусе 6 крана. Приводной поршень действует на следящий поршень 12 нижней секции, в центре которого выполнено подвижное седло 9. Клапан 11 прижимается пружиной к неподвижному седлу 9. Из ресивера контура передних тормозов воздух поступает в нижнюю секцию тормозного крана через трубопровод 8, а к трубопроводу 13 подключены рабочие аппараты передних тормозов. При повреждении контура задних тормозов приводная сила передается на нижний следящий поршень от пружины 17 хода через винт 16 и стержень 10, жестко связанный с поршнем. Давление воздуха в обеих секциях тормозного крана одинаково и прямо пропорционально приводной силе *Q*.

Регулятор тормозных сил автоматически изменяет давление воздуха в тормозных камерах промежуточного и заднего мостов автомобиля в зависимости от массы груза в кузове и интенсивности торможения (замедления), чем предот-

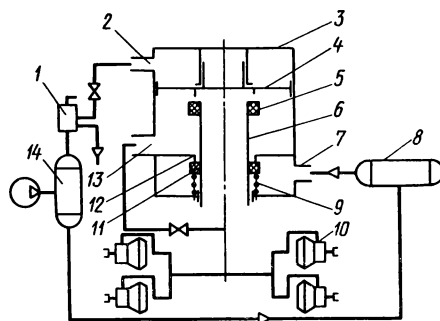
вращается юз колес тележки. На рис. 144 показана схема регулятора тормозных сил. Полый поршень 3 перемещается в корпусе 2 регулятора и имеет седло 12, к которому пружина прижимает клапан 13. На наружной поверхности поршня выполнены ребра 4, которые расположены между ребрами 5 корпуса. Эластичная мембрана 11 внутренней частью закреплена на поршне, а наружной — на корпусе. К корпусу воздух поступает от тормозного крана через штуцер 1 подвода воздуха. К штуцеру 7 подключен трубопровод от тормозных камер, а через отверстие 9 корпус сообщается с атмосферой. В корпусе соосно с поршнем установлено подвижное выпускное седло 10. Седло опирается на кривошип 8, который через вал и тягу 6 связан со средним и задним мостами. Поэтому прогиб рессор подвески мостов определяет положение седла 10 в корпусе, а также положение поршня и мембраны при равновесии сил, действующих на них сверху и снизу.

Сверху на поршень действует входное давление воздуха от тормозного крана. Снизу на мембрану действует выходное давление, установившееся в тормозных камерах. Так как активная площадь мембраны, воспринимающая давление воздуха на выходе к тормозным камерам, зависит от положения подвижного седла, то это давление изменяется при неизменном давлении воздуха на входе в регулятор. Наиболее интенсивно давление на выходе по отношению к давлению воздуха на входе изменяется при нагружении автомобиля. Когда автомобиль полностью загружен, корректирование давления редуктором не происходит, так как клапан 13 поднят седлом 10 в крайнее верхнее положение и между клапаном и седлом 12 создается зазор.

Стояночная тормозная система на автомобилях КамАЗ включает следующие элементы (рис. 145): кран 1, ускорительный клапан 3, два ресивера 8 и 14, тормозные камеры 10 с пружинными аккумуляторами энергии. Кран 1, с помощью

Рис. 145. Схема стояночной тормозной системы автомобилей семейства КамАЗ:

1 — кран; 2 и 7 — штуцеры подвода воздуха; 3 — ускорительный клапан; 4 — поршень; 5 — выпускной клапан; 6 — втулка; 8 и 14 — ресиверы; 9 — пружина; 10 — тормозные камеры; 11 — впускной клапан; 12 — неподвижное седло; 13 — штуцер отвода воздуха



которого управляют работой стояночной тормозной системы, устанавливается в кабине и приводится в действие рукояткой.

Он представляет собой следящий аппарат обратного действия.

Однако в двух крайних положениях рукоятки следящее действие крана прекращается, и он соединяет полость штуцера 2 ускорительного клапана 3 или с ресивером 14, или с атмосферой.

Ресивер 8 устанавливается непосредственно у тележки, что уменьшает длину трубопроводов, через которые наполняются сжатым воздухом цилиндры 7 (см. рис. 141) тормозных камер с пружинными аккумуляторами энергии.

Ускорительный клапан уменьшает время срабатывания стояночной тормозной системы, когда она используется как запасная.

В корпусе ускорительного клапана перемещается поршень 4 (см. рис. 145). Соосно с поршнем на одной втулке 6 установлены выпускной 5 и впускной 11 клапаны. Втулка перемещается в направляющей на днище корпуса и через нижний торец сообщается с атмосферой. Пружина 9 прижимает впускной клапан к неподвижному седлу 12, выполненному на перегородке корпуса. К штуцеру 7 подводится сжатый воздух из ресивера 8. Штуцер 13 ускорительного клапана соединяет его с цилиндрами пружинных энергоаккумуляторов. К штуцеру 2 подсоединен трубопровод небольшого сечения от крана 1 стояночной тормозной системы.

При равновесном положении поршня 4 определенному давлению в полости штуцера 2 соответствует пропорциональное давление в штуцере 13. Чем выше последнее, тем меньше приводные силы действуют на тормозные механизмы колес. При максимальном давлении воздуха в полости штуцера 2 впускной клапан 11 не закрывается, и в цилиндрах пружинных энергоаккумуляторов устанавливается максимальное давление воздуха, равное давлению в ресиверах.

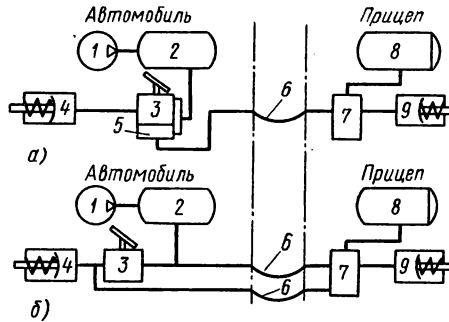
Для затормаживания автомобиля на стоянке рукоятка тормозного крана 1 устанавливается в другое крайнее положение, воздух через штуцер 2 выходит в атмосферу, соответственно в атмосферу выходит воздух из пружинных энергоаккумуляторов.

Тормозная система автопоездов может быть выполнена по двум схемам — однопроводной и двухпроводной.

В однопроводном приводе прицепа (рис. 146, а) на автомобиле устанавливают: компрессор 1, ресивер 2, комбиниро-

Рис. 146. Схема пневматических тормозных приводов прицепа:

а – однопроводного; *б* – двухпроводного; 1 – компрессор; 2 и 8 – ресиверы; 3 и 5 – секции тормозного крана; 4 и 9 – рабочие аппараты; 6 – трубопровод; 7 – воздухораспределитель



ванный тормозной кран с секциями 3 и 5 и рабочие аппараты 4, а на прицепе – воздухораспределитель 7, ресивер 8 и рабочие аппараты 9.

При отпущенной тормозной педали сжатый воздух из ресивера 2 через секцию 5 тормозного крана, трубопровод 6, воздухораспределитель 7 поступает в ресивер 8 прицепа. Максимальное давление воздуха в ресивере 8 устанавливают 0,48...0,52 МПа и регулируют натягом уравновешивающей пружины следящего механизма секции 5 тормозного крана. Такое же давление воздуха устанавливается в трубопроводе 6.

При нажатии на педаль тормоза секция 3 создает давление воздуха в рабочих аппаратах 4, пропорциональное силе на педали. Секция 5 и воздухораспределитель 7 также обеспечивают давление воздуха в рабочих аппаратах 9 прицепа, пропорциональное силе на педали.

При двухпроводном приводе прицепа (рис. 146, б) оборудование 1, 2, 3 и 4 на автомобиле и 7, 8 и 9 на прицепе такое же, как при однопроводном приводе. Тормозным краном 3 – следящим механизмом прямого действия – управляют торможением автомобиля и прицепа. Наполнение сжатым воздухом ресивера 8 прицепа осуществляется от компрессора 1 и ресивера 2, установленных на автомобиле, через отдельный трубопровод 6.

При нажатии на педаль тормоза в рабочих аппаратах 4 и 9 соответственно автомобиля и прицепа устанавливается давление воздуха, так же как и в предыдущей схеме, прямо пропорциональное силе на педали. Сигнал для торможения прицепа поступает по одному из трубопроводов 6, поэтому заряд сжатым воздухом прицепа, осуществляемый по другому трубопроводу 6, происходит постоянно как при движении автомобиля, так и при его торможении. Неистощимость ресиверов

прицепа при частых торможениях является основным преимуществом двухпроводной системы.

Раньше все прицепы отечественного производства имели однопроводный привод. Новые прицепы оборудуют двухпроводным тормозным приводом. Поэтому отечественные автомобили, предназначенные для транспортирования прицепов и полуприцепов, имеют головки как для двухпроводного, так и для однопроводного пневматического тормозного привода прицепов (КамАЗ-5320, МАЗ-6422 и др.).

§ 102. ТОРМОЗА-ЗАМЕДЛИТЕЛИ

Тормоза-замедлители относятся к вспомогательной тормозной системе и должны обеспечивать без применения других тормозных систем спуск автомобиля со скоростью не более 30 км/ч с уклона 7° протяженностью 6 км.

Тормозом-замедлителем может служить двигатель, приводимый во вращение от колес автомобиля и работающий на холостом ходу 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 гидравлическими и электрическими. Работа электродинамических трансмиссионных тормозов-замедлителей основана на действии вихревых токов в металлическом диске, вращающемся в магнитном поле.

Оба типа специальных тормозов-замедлителей отличаются относительно большой массой и повышенной стоимостью.

§ 103. 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 свойства 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 улучшающие 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 получат более широкое 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 прицепного состава.
7. Дайте характеристику стояночной тормозной системы автомобилей.
8. Перечислите меры обеспечения надежности тормозных систем.

ГЛАВА XX

СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫЙ ПОДВИЖНОЙ СОСТАВ

§ 104. ОПРЕДЕЛЕНИЯ. КЛАССИФИКАЦИЯ

Специализированный подвижной состав (СПС) — это совокупность специализированных автотранспортных средств (САТС). САТС считается автомобиль, автопоезд, прицеп или полуприцеп, конструктивно приспособленный к размещению и перевозке определенного вида груза (или группы сходных грузов) или обладающий специальными погрузочными (разгрузочными) устройствами, обеспечивающими приспособленность к погрузке (разгрузке).

Преимуществами САТС перед автотранспортными средствами общего назначения (АТС) являются:

- 1) лучшая сохранность количества и качества грузов в процессе перевозки;
- 2) более высокая механизация процессов погрузки и разгрузки;
- 3) возможность перевозки специфических видов грузов;
- 4) снижение затрат на тару и упаковку грузов;
- 5) повышение безопасности и улучшение санитарно-гигиенических условий перевозки.

Использование СПС имеет и недостатки:

- 1) большая стоимость изготовления САТС по сравнению с АТС;
- 2) снижение в некоторых случаях номинальной грузоподъемности по сравнению с базовыми моделями;
- 3) возможное ухудшение условий погрузочно-разгрузочных работ;
- 4) повышение трудоемкости обслуживания;
- 5) более высокая квалификация водителей;
- 6) в ряде случаев затруднено, а иногда и полностью невозможно, исключение обратных порожних пробегов.

Несмотря на отмеченные недостатки, значительные преимущества СПС объясняют общую тенденцию все большего применения на автомобильном транспорте САТС. Уже сейчас САТС перевозят около 75 % всех грузов.

В зависимости от перевозимого груза и наличия погрузочных (разгрузочных) устройств СПС делятся на различные виды.

Основными из них являются самосвалы и самопогрузчики, фургоны, цистерны, контейнеровозы, САТС для перевозки строительных конструкций, тягеловозы, САТС для сельскохозяйственного производства.

§ 105. АВТОМОБИЛИ И АВТОПОЕЗДА-САМОСВАЛЫ

Автомобилем или автопоездом-самосвалом называется САТС, оборудованное саморазгружающимся кузовом (платформой). По назначению самосвалы делятся на карьерные, строительные, сельскохозяйственные. По используемому шасси они могут быть на базе грузового автомобиля, прицепа или полуприцепа. Самосвалы могут иметь разгрузку на

боковые (две) стороны, на три стороны, назад и с предварительным подъемом груза.

Подъемные механизмы бывают механическими, гидравлическими, электрическими или смешанного типа. Наибольшее распространение получили гидравлические подъемные механизмы, которые делятся на поршневые (с постоянным объемом масла) и телескопические (с переменным объемом масла). Подъемные механизмы воздействуют на кузов непосредственно или через рычажную систему, а по месту располагаются под кузовом или перед ним.

Самосвалы являются самой значительной группой в составе СПС. Существенно возрастает (в 1,6 раза) производство прицепов и полуприцепов-самосвалов.

Применение самосвалов целесообразно, так как при этом снижаются расходы на разгрузку.

§ 106. ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ И ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОМОБИЛЕЙ И АВТОПОЕЗДОВ-САМОСВАЛОВ

Карьерные самосвалы предназначены для перевозки горных пород и твердых полезных ископаемых. Применяются также для перевозки грунта на вскрышных работах. Эту группу автомобилей называют также внедорожными самосвалами, так как из-за больших осевых нагрузок движение этих автомобилей по обычным дорогам недопустимо.

В нашей стране Белорусским автомобильным заводом выпускаются карьерные автомобили-самосвалы. Они имеют аналогичный внешний вид и общие конструктивные особенности, несмотря на различные грузоподъемность (30–180 т) и полные массы (51–325 т).

Автомобили семейства БелАЗ отличают: колесная формула 4×2 , большой коэффициент сцепной массы (68–72%), дизель (309–1690 кВт); автоматические трансмиссии (гидромеханические и электромеханические); короткие базы, обеспечивающие малые значения минимальных радиусов поворота (9...10 м); одно- или двухместные кабины с хорошими условиями для работы водителя; гидропневматические подвески, обеспечивающие высокую плавность хода.

В одиннадцатой пятилетке поставлены на производство три новых модели автомобилей-самосвалов. Ниже приведена краткая технико-эксплуатационная характеристика автомобилей-самосвалов БелАЗ.

Марка автомобиля-самосвала БелАЗ	75401	7519	7521
Грузоподъемность, т	30	110	180
Полная масса, т	51,435	195	325
Максимальная мощность двигателя, кВт	309	957	1690
Трансмиссия	Гидромеханическая	Электрическая	
Максимальная скорость, км/ч	50	50	50
Контрольный расход топлива на 100 км пути при 40 км/ч, л	119	420	600
Ресурс, тыс. км	140	150	150

Строительные самосвалы являются наиболее распространенными САТС. Они широко используются при строительстве промышленных объектов, жилых домов, автомобильных дорог, гидростанций и т. п., для перевозки сыпучих грузов и жидких растворов. Дорожные условия эксплуатации строительных самосвалов характеризуются использованием городских и магистральных дорог всех категорий с заездом в карьеры и на строительные площадки. Длины ездки от 1,6 до 10 км. Плотность сыпучих грузов 0,5...1,9 т/м³, жидких 1,0...2,4 т/м³. Погрузка — бункерная, экскаваторная.

У автомобиль-самосвалов используются различные компоновочные схемы по расположению кабины и распределению нагрузки по осям. Все они являются модификациями обычных дорожных автомобилей и имеют общие конструктивные особенности: колесные формулы 4×2 и 6×4 со сцепной массой 66—82%; дизели и бензиновые двигатели, обеспечивающие высокие удельные мощности (8,7—11,5 кВт/т); относительно высокие максимальные скорости (68...90 км/ч). Ниже приведена краткая технико-эксплуатационная характеристика автомобиль-самосвалов.

Марка автомобиля-самосвала	САЗ-3504	ЗИЛ-ММЗ	КамАЗ-5511	МАЗ-5549	КрАЗ-256Б1
Грузоподъемность, т	2,25	5,25	10,0	8,0	12,0
Полная масса, т	5,3	10,045	19,15	15,375	23,165
Максимальная мощность двигателя, кВт	55,2	110,3	154,4	132,4	176,6
Объем груза, м ³	2,0	3,0	7,2	5,1	6,0
Максимальная скорость, км/ч	70	90	80	75	68
Контрольный расход топлива на 100 км пути, л	20	30	27	22	38

Новые строительные автомобили-самосвалы отличаются более высоким техническим уровнем. Например, автомобиль-самосвал КрАЗ-6505 при собственной массе 11,4 т имеет грузоподъемность 16 т, мощность двигателя 206 кВт, максимальную

скорость 80 км/ч. Кроме этого, автомобиль оборудован восьмиступенчатой коробкой передач, блокируемыми межколесными дифференциалами, цельнометаллической кабиной и рядом других новых агрегатов и механизмов, значительно повышающих его эксплуатационные свойства и увеличивающих его ресурс до 250 тыс. км пробега.

Сельскохозяйственные самосвалы агрегируются с комбайнами при уборке, развозят удобрения, выполняют хозяйственные и строительные работы. Основными грузами являются: удобрения, корма, зерно, корнеплоды и т. п. Дорожные условия их эксплуатации весьма тяжелые. При технологических перевозках движение вне дорог составляет до 50% пробега. В нашей стране сельскохозяйственные автомобили-самосвалы выпускаются на базе дорожных автомобилей общетранспортного назначения. От строительных самосвалов они отличаются возможностью разгрузки на три стороны и большим объемом кузова.

В свете выполнения Продовольственной программы предусмотрено обеспечить производство автопоездов сельскохозяйственного назначения на Кутаисском автомобильном заводе, а также автомобилей-самосвалов высокой проходимости, грузоподъемностью 7—8 т на Уральском автомобильном заводе. Сельскохозяйственный автомобиль-самосвал «Урал» грузоподъемностью 7 т создается на базе полноприводного автомобиля «Урал-4320». Сельскохозяйственный автомобиль-самосвал КАЗ-4540 с разгрузкой на три стороны разработан заново и является базовой моделью большого семейства сельскохозяйственных автомобилей. Он предназначен для работы в составе автопоезда и имеет следующие основные технико-эксплуатационные параметры.

Грузоподъемность, т:	
автомобиля	5,5
прицепа в полевых условиях	5,5
То же на дорогах с твердым покрытием	7,0
Полная масса автопоезда, т:	
в полевых условиях	21,0
на дорогах с твердым покрытием	24,0
Максимальная мощность двигателя, кВт	117,6
Максимальная скорость, км/ч	70
Минимальная скорость, км/ч	2,0...3,0
Контрольный расход топлива на 100 км пути, л:	
автомобиля	24,0
автопоезда	31,0

Двигатель автомобиля ЯМЗ-642 частично унифицирован с двигателем КамАЗ-740. Сцепление однодисковое, сухое с механическим приводом и пневматическим усилителем. Коробка

передач восьмиступенчатая, синхронизированная. Раздаточная коробка — одноступенчатая с симметричным межосевым блокируемым дифференциалом. Карданная передача открытого типа. Главная передача одноступенчатая, задний мост имеет блокируемый дифференциал. Подвески зависимые, рессорные; передняя имеет телескопические амортизаторы, задняя — с под-рессорниками. Рулевое управление с гидроусилителем. Автомобиль оборудован рабочей, запасной, стояночной и вспомогательной тормозными системами. Тормозные механизмы барабанные с клиновым разжимным устройством.

Особенностями новых автомобилей-самосвалов для сельского хозяйства являются:

повышенная проходимость (полноприводность, ограниченные осевые нагрузки, небольшие давления на почву);

широкий диапазон регулирования скоростей движения, что обеспечивает возможность синхронного движения при совместной работе с уборочными агрегатами;

устойчивость прямолинейного движения и высокая поворотливость;

наличие валов отбора мощности.

§ 107. ПОДЪЕМНЫЕ МЕХАНИЗМЫ АВТОМОБИЛЕЙ-САМОСВАЛОВ

Подъемный механизм служит для разгрузки кузова самосвала путем наклона его (опрокидывания) и последующего опускания в транспортное положение.

Подъемные механизмы могут быть механическими, пневматическими, гидравлическими. Последние получили наибольшее распространение из-за быстродействия, компактности, надежности и компоновочных преимуществ. Основными частями гидравлического механизма являются коробка отбора мощности, масляный насос, система управления, гидроцилиндры и трубопроводы.

Коробки отбора мощности для масляного насоса обычно представляют собой одноступенчатые зубчатые редукторы, управляемые механическим или пневматическим приводом. На рис. 147 в качестве примера показана коробка отбора мощности с пневматическим приводом управления автомобиля-самосвала МА3-5549, установленная с правой стороны на коробке передач. В картере 2 на оси 7 и роликовом подшипнике 9 вращается промежуточное зубчатое колесо 1, постоянно зацепленное с шестерней привода промежуточного вала коробки передач. Полый вал 24 установлен на двух шариковых подшипни-

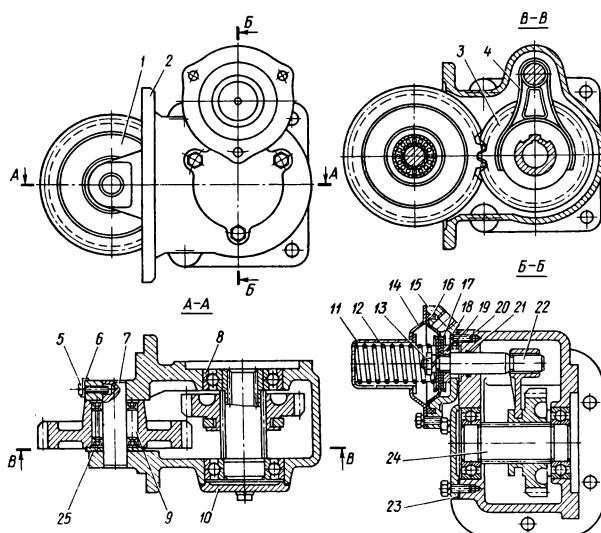


Рис. 147. Коробка отбора мощности автомобиля-самосвала МАЗ-5549:

1 – паразитное зубчатое колесо; 2 – картер; 3 – ведомое зубчатое колесо; 4 – вилка; 5 – стопорный болт; 6 – замковая шайба; 7 – ось; 8 – шариковый подшипник; 9 – роликовый подшипник; 10 – крышка; 11 – стакан; 12 – пружина; 13 – гайка; 14 – крышка; 15 – корпус пневмокамеры; 16 – мембрана; 17 – шайба; 18 – упорная шайба; 19, 23 и 25 – прокладки; 20 – винт; 21 – уплотнительное кольцо; 22 – шток; 24 – вал

ках 8 и имеет наружные и внутренние шлицы. На наружных шлицах вала с помощью вилки 4 может перемещаться вдоль оси вала колесо 3, входя в зацепление с промежуточным зубчатым колесом. Во внутреннее шлицевое отверстие вала входит вал шестерни масляного насоса. Включение и выключение коробки отбора мощности осуществляется с помощью пневматической рабочей камеры мембранного типа, на штоке 22 которой укреплен вилка колеса. Включение коробки отбора мощности возможно только при выключенном сцеплении.

Примерно такое же принципиальное устройство и пневматический привод управления имеет коробка отбора мощности автомобиля-самосвала КамАЗ-5511. Коробка отбора мощности автомобиля-самосвала КраЗ-256Б1 установлена сверху на раздаточной коробке и имеет механический привод управления от рычага, расположенного в кабине водителя.

Масляные насосы обычно шестеренного типа размещают: в гидроциindre или на нем, на раме вблизи гидроцилиндра, на раме рядом с коробкой отбора мощности, в блоке с корб-

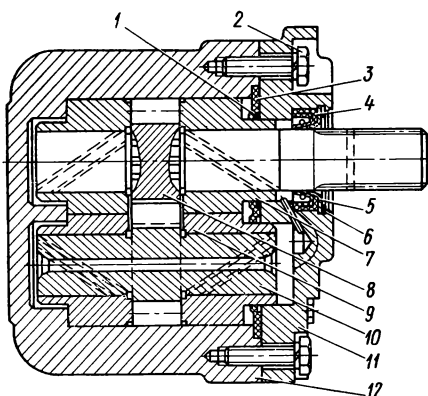


Рис. 148. Масляный насос автомобиля-самосвала МАЗ-5549:

1 — кольцо; 2 — болт; 3 — манжета; 4 — сальник; 5 — опорное кольцо; 6 — стопорное кольцо; 7 — правая втулка; 8 — шестерня; 9 — левая втулка; 10 — колесо; 11 — крышка; 12 — корпус насоса

кой отбора мощности. В большинстве случаев наиболее рациональным оказывается размещение насоса в блоке с коробкой отбора мощности.

В качестве примера на рис. 148 приведен масляный насос высокого давления НШ-32УП, используемый на автомобиле-самосвале МАЗ-5549. Подача насоса 40 л/мин при частоте вращения вала двигателя 1300 ... 1400 об/мин. Он состоит из алюминиевого корпуса 12 и зубчатой пары: шестерни 8 и колеса 10, вращающихся в бронзовых втулках 7 и 9. Насос прифланцовывается к картеру коробки отбора мощности. Масляный насос автомобиля-самосвала КамАЗ-5511 НШ-32-2 при частоте вращения его вала 1920 об/мин обеспечивает подачу 56 л/мин; максимальное давление 15 МПа. Масляный насос автомобиля-самосвала КрАЗ-256Б1 шестеренного типа размещен на корпусе гидроцилиндров и имеет привод от коробки отбора мощности через карданную передачу. Обеспечивает подачу 170 л/мин при частоте вращения вала 810 об/мин; рабочее давление 3,4 МПа.

Системы управления подъемными механизмами служат для управления приводных и исполнительных аппаратов подъемных механизмов и могут быть гидравлическими, пневматическими, электрическими, а также смешанного типа. На автомобиле-самосвале МАЗ-5549 система управления подъемным механизмом пневматического типа и состоит из пневмораспределительного крана, клапана управления и цилиндра управления запорами заднего борта.

Пневмораспределительный кран состоит из корпуса, вращающегося золотника и фиксаторного устройства. Рукоятка золотника выведена на верхнюю часть панели кабины рядом с щитком приборов и имеет четыре фиксированных положения.

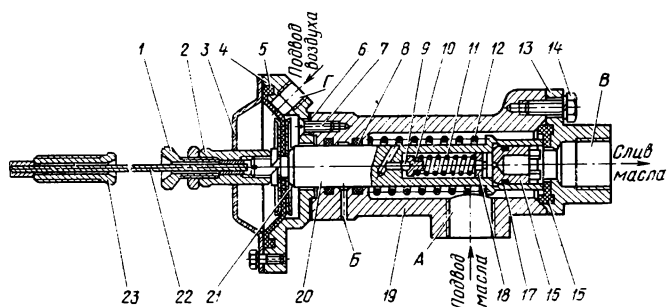


Рис. 149. Клапан управления автомобиля-самосвала МА3-5549:

1 и 2 – гайки; 3 – крышка; 4 – корпус пневмокамеры; 5 – мембрана; 6 – прокладка; 7 – винт; 8 – уплотнительное кольцо; 9 – шарик предохранительного устройства; 10 – опора шарика; 11 и 12 – пружины; 13 – крышка; 14 – болт; 15 – седло-манжета; 16 – золотник; 17 – уплотнительное кольцо золотника; 18 – регулировочная пробка; 19 – корпус; 20 – клапан; 21 – шайба; 22 – трос; 23 – регулировочный болт

Изменяя положение золотника, распределяют сжатый воздух по другим аппаратам системы управления.

Клапан управления обеспечивает опускание платформы, ограничение угла ее при подъеме, остановку в промежуточном положении, встряхивание в конце подъема и предохранение механизма подъема при перегрузке платформы. Клапан управления (рис. 149) состоит из корпуса 19 и перемещающегося внутри него клапана 20. В крышке 13 корпуса находится резиновое седло-манжета 15, к которому клапан прижат пружиной 12. К другому торцу корпуса винтами 7 прикреплена пневматическая камера с мембраной 5. В гайке 1 закреплен трос 22, идущий от цилиндра гидроподъемника. Внутри клапана 20 имеется предохранительное устройство, состоящее из шарика 9 с опорой 10, поджимаемого к центральному отверстию в клапане пружиной 11, и золотника 16. Через отверстие А в корпус осуществляется подвод масла от масляного насоса. Отверстием В клапан связан со сливной магистралью. Через отверстие Г в корпусе сжатый воздух поступает в пневматическую камеру. При закрытом положении клапана нагнетательная и сливная магистрали разобщены. Открывание клапана происходит: при воздействии сжатого воздуха на мембрану 5, при натяжении троса 22 и при давлении масла в системе выше допускаемого (при открытии шарикового предохранительного устройства).

Пневмоцилиндр управления запорами борта (рис. 150) состоит из корпуса 4, двух крышек 2 и 9, поршня 6 со штоком 5.

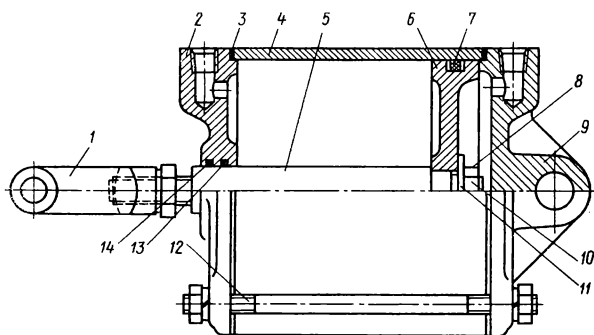


Рис. 150. Пневмоцилиндр управления запорами борта автомобиля-самосвала МАЗ-5549:

1 – вилка штока; 2 – крышка; 3 – прокладка; 4 – корпус; 5 – шток; 6 – поршень; 7 – уплотнительное кольцо поршня; 8 – гайка; 9 – опорная крышка; 10 – шайба; 11 – кольцо; 12 – стяжная шпилька; 13 – уплотнительное кольцо штока; 14 – грязезащитное кольцо

Цилиндр крепится шарнирно к поперечине под платформой, и его шток соединен через рычаг с валом запоров борта. В крышках цилиндра имеются отверстия для подачи воздуха по одну или другую сторону поршня.

На автомобиле-самосвале КамАЗ-5511 используется электропневматическая система управления гидравлическим подъемным механизмом. Она состоит из электропневмоклапанов, крана управления, клапана ограничения подъема платформы. На откидной панели предохранителей имеется два переключателя для включения и выключения электропневмоклапанов.

Электропневмоклапан (рис. 151) состоит из корпуса 3, крышки 1, электромагнита 4, штока 5, пружин 6, двойного клапана 8, штока 5, пружин 6, двойного клапана 8, штока 5, пружин 6, двойного клапана 8.

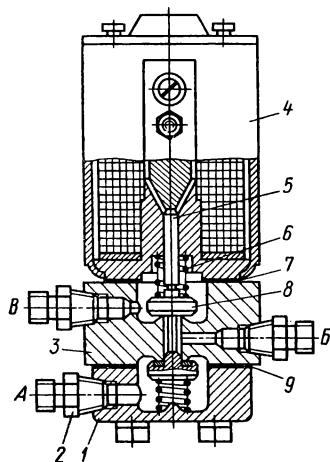


Рис. 151. Электропневмоклапан автомобиля-самосвала КамАЗ-5511:

1 – крышка; 2 – штуцер; 3 – корпус; 4 – электромагнит; 5 – шток; 6 – пружина; 7 – кольцо; 8 – клапан; 9 – прокладка

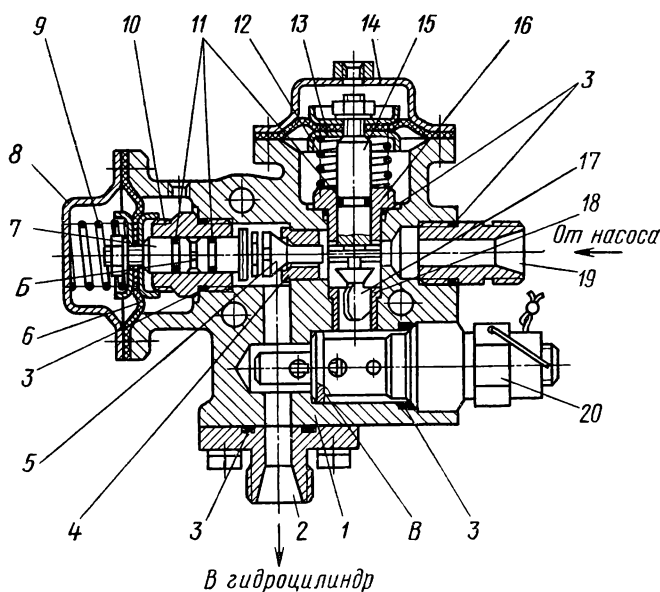


Рис. 152. Кран управления автомобиля-самосвала КамАЗ-5511:

1 — корпус крана управления; 2 и 19 — штуцеры; 3 — уплотнительные кольца неподвижных соединений; 4 и 17 — седла клапанов; 5 и 18 — клапаны; 6 и 13 — мембраны; 7 и 15 — толкатели; 8 и 14 — крышки пневмокамер; 9 и 12 — пружины; 10 и 16 — направляющие гайки; 11 — уплотнительные кольца подвижных соединений; 20 — предохранительный клапан

пана 8. Воздух из ресивера подается к выводу А и заполняет полость в крышке клапана. При включении электромагнита 4 шток 5, выдвигаясь, прижимает верхнюю часть клапана 8 к седлу корпуса 3. При этом нижняя часть клапана 8 отходит от седла, и воздух из полости в крышке через канал в корпусе и вывод Б поступает к пневматическим исполнительным камерам, установленным на коробке отбора мощности или кране управления. При выключении электромагнита нижняя часть клапана 8 поджимается с помощью пружины к седлу корпуса, а верхняя часть этого клапана отходит от седла. Воздух из пневмокамеры выходит в атмосферу через вывод В.

Кран управления (рис. 152) управляет потоком рабочей жидкости в гидросистеме подъемного механизма. В корпусе 1 крана запрессованы седла 4 и 17 клапанов 5 и 18 и ввернуты гайки 10 и 16, являющиеся направляющими толкателей 7 и 15. Толкатели концами, на которых закреплены мембраны 13 и 6, входят в полости пневмокамер, закрытых крышками 14, 8. Пружи-

на 12 толкателя 15 удерживает клапан 18 в открытом положении, а пружина 9 прижимает клапан 5 к седлу. В нейтральном положении масло от насоса по трубопроводам через отверстие штуцера 19 попадает в кран управления и, пройдя через открытый клапан 18, уходит на слив. При подводе воздуха через отверстие в крышке 14 в полость пневмокамеры над мембраной 13 последняя перемещается, сжимая пружину 12, и клапан 18 закрывается. Одновременно воздух через отверстие в корпусе крана управления подводится в полость пневмокамеры под мембрану 6, которая перемещается, сжимая пружину и открывая клапан 5. Масло проходит через клапан 5 и штуцер 2 в полость гидроцилиндра. При выпуске воздуха из полостей пневмокамер пружина 12 перемещает мембрану 13, а пружина 9 возвращает мембрану 6 в первоначальное положение. Клапан 5 закрывается, а клапан 18 открывается. При закрытом клапане 5 магистраль гидроцилиндра перекрыта (платформа удерживается в поднятом положении), а масло при работающем насосе сливается в бак через клапан 18 крана управления. В случае поступления воздуха только в полость пневмокамеры под мембрану 6 клапан 5 открывается, и масло из полости гидроцилиндра сливается в бак через этот клапан и клапан 18. В корпусе крана управления ввернут предохранительный клапан 20, который в случае перегрузки перепускает масло в масляный бак и тем самым исключает дальнейший подъем платформы.

Клапан ограничения подъема платформы (рис. 153) состоит из корпуса 1 с ввернутой в него втулкой 4. В отверстие втулки

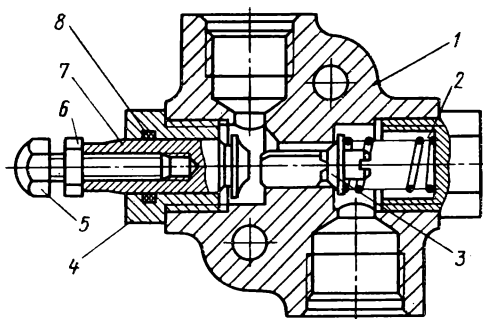


Рис. 153. Клапан ограничения подъема платформы автомобиля-самосвала КамАЗ-5511:

1 — корпус; 2 — пружина; 3 — клапан; 4 — втулка; 5 — регулировочный винт; 6 — контргайка; 7 — шток; 8 — уплотнительное кольцо

проходит шток 7 с регулировочным винтом 5 на одном конце, другой конец штока обращен к клапану 3, перемещающемуся в корпусе. Регулировочный винт заканчивается сферической головкой и застопорен контргайкой 6. В закрытом положении клапан прижат к корпусу пружиной 2. При нажатии на сферическую головку регулировочного винта шток перемещается и открывает клапан, при этом напорная магистраль сообщается со сливной.

На автомобиле-самосвале КрАЗ-256Б1 управление работой подъемного механизма осуществляется воздействием водителя на трехпозиционный кран управления. Рычаг поворотного золотника находится справа от сиденья водителя и имеет три фиксированных положения.

Система управления автомобиля-самосвала БелАЗ-540 гидравлического типа объединена с системой усилителя рулевого управления. Она состоит из крана управления, распределительного крана и автомата переключения насосов. Трехпозиционный кран управления служит для подачи масла к распределительному крану. Рычаг крана управления выведен в кабину и расположен на горизонтальной панели кабины справа от сиденья водителя. При нейтральном положении крана масло от насоса подается в обе полости распределительного крана. При одном из крайних положений — только в одну из полостей.

Распределительный кран (рис. 154) осуществляет подачу масла от насоса в необходимые полости гидроцилиндров, что обеспечивает подъем или опускание платформы, а также оста-

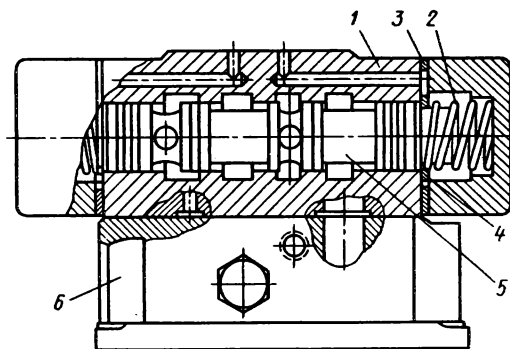


Рис. 154. Распределительный кран автомобиля-самосвала БелАЗ-540:

1 — корпус; 2 — пружина; 3 — уплотнительное кольцо; 4 — кольцо стопорное; 5 — золотник; 6 — плата

новку платформы в любом положении. Распределительный кран состоит из корпуса 1, золотника 5 и возвратных пружин 2. При переводе крана управления в одно из крайних положений масло начинает поступать в одну из полостей пружин золотника и перемещает золотник, преодолевая сопротивление противоположной пружины. При этом нагнетательная магистраль насоса соединяется с магистралями соответствующих полостей гидроцилиндров, заставляя последние поднимать или опускать платформу. При нейтральном положении золотника все полости гидроцилиндров закрыты.

Автомат переключения насосов служит для автоматического подключения и отключения насоса гидроусилителя рулевого управления к магистрали подвода масла к гидроцилиндрам и для ограничения давления при опускании платформы. Автомат (рис. 155) состоит из корпуса 16 с крышкой 1, золотника 17, перемещающегося в гильзе 18, клапана 5 автомата с пружиной 3, дроссельного отверстия 12 и шариковых обратных клапанов.

Гидроцилиндры являются основными исполнительными органами подъемного механизма. По конструкции гидроцилиндры делятся на простые (однозвенные) и телескопические (многозвенные). Телескопический цилиндр состоит из нескольких звеньев, которые при подаче масла под давлением во внутренние полости последовательно выдвигаются. Основным преимуществом телескопического цилиндра перед однозвенным является меньшая начальная длина и больший суммарный ход штоков, основным недостатком — сложность конструкции и повышенная возможность засорения выдвигных звеньев, что в совокупности приводит к снижению надежности работы. Особенности процесса работы телескопического гидроцилиндра являются переменный объем гидросистемы при работе (увеличение объема по мере выдвигания звеньев при подъеме кузова и уменьшение при опускании) и увеличение давления масла при выдвигании последующего звена, имеющего меньшую активную площадь, чем предыдущее звено.

При наклоне платформы назад гидроцилиндры располагаются под платформой или перед ней. При расположении под платформой выдвигное звено цилиндра соединяется с платформой непосредственно или через рычажный механизм. При размещении гидроцилиндра перед платформой последнее выдвигное звено обычно соединяется с платформой непосредственно. При отсутствии рычажного механизма расположение цилиндров близко к вертикальному, а при наличии рычажного механизма — к горизонтальному. Для подъема платформы

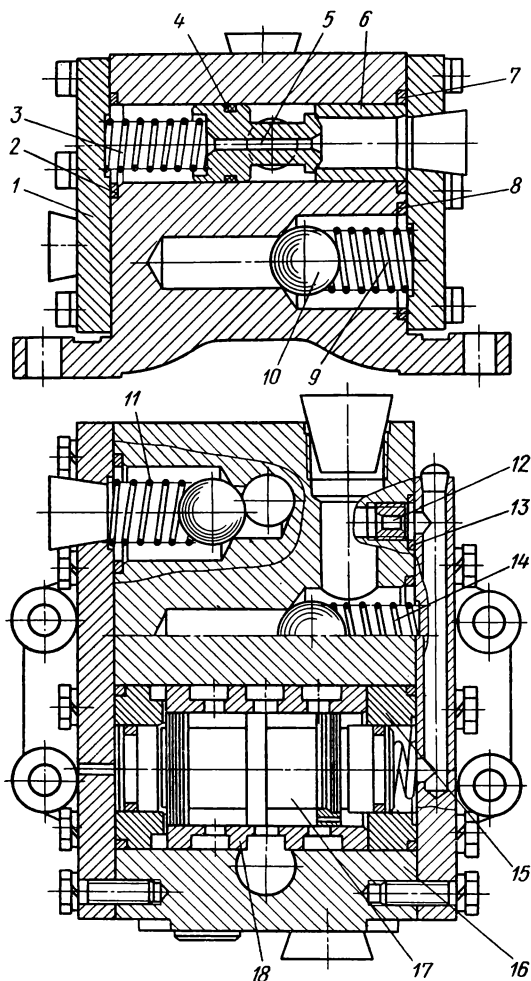


Рис. 155. Автомат переключения насосов автомобиля-самосвала БелАЗ-540:
 1 – крышка; 2, 4, 7, 8 и 13 – уплотнительные кольца; 3 – пружина клапана;
 5 – клапан автомата; 6 – втулка клапана; 9 – пружина обратного клапана;
 10 – шарик; 11 – пружина; 12 – дросселирующая втулка; 14 – пружина клапана;
 15 – втулка золотника; 16 – корпус; 17 – золотник; 18 – гильза золотника

с грузом гидроцилиндрам, расположенным перед платформой, требуется меньшее усилие и больший ход, чем для подъема платформы цилиндрам, расположенным под платформой.

Гидроцилиндр подъемного механизма автомобиля-самосва-

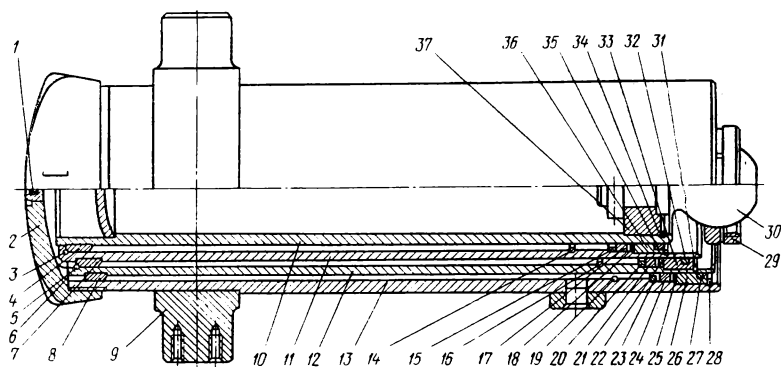


Рис. 156. Гидроцилиндр автомобиля-самосвала МАЗ-5549:

1 – пробка; 2 – днище; 3, 5, 14, 16 и 19 – кольца упорные; 4, 7 и 8 – полукольца; 6 – кольцо; 9 – хомут нижней опоры; 10, 11 и 12 – соответственно первая, вторая и третья трубы; 13 – корпус; 15, 20 и 23 – втулки; 17, 21 и 24 – кольца; 18, 22 и 25 – опорные втулки; 26, 33 и 36 – верхние направляющие; 27, 32 и 35 – грязесъемники; 28, 31 и 34 – кольца стопорные; 29 – гайка; 30 – шаровая головка; 37 – переходник

ла МАЗ-5549 (рис. 156) телескопический, состоит из корпуса 13 и трех выдвижных труб 10, 11 и 12. Центрирование выдвижных звеньев осуществляется верхними направляющими 26, 33 и 36 и нижними направляющими полукольцами 4, 7 и 8. Ограничение хода выдвижных звеньев обеспечивается упорными кольцами 3, 5, 14, 16 и 19 круглого сечения. Уплотнение выдвижных звеньев осуществляется с помощью резиновых колец 17, 21 и 24 круглого сечения, размещенных между верхними направляющими и опорными втулками 18, 22 и 25. В верхних направляющих установлены резиновые грязесъемники 27, 32 и 35. Наружные поверхности выдвижных звеньев закалены, хромированы и отполированы. Этим достигается высокая износостойкость выдвижных звеньев и уплотнений. Снизу корпус закрывается днищем 2, уплотняемым резиновым кольцом 6 круглого сечения. В днище имеется отверстие для слива рабочей жидкости, закрытое пробкой 1. К корпусу приварен хомут 9 с двумя цапфами, при помощи которых цилиндр устанавливается в постелях качающейся опоры, которая, в свою очередь, поворачивается в перпендикулярной плоскости во втулках поперечин рамы, образуя шарнир карданного типа.

Гидроцилиндр подъемного механизма автомобиля-самосвала КамАЗ-5511 близок по конструкции к гидроцилиндру авто-

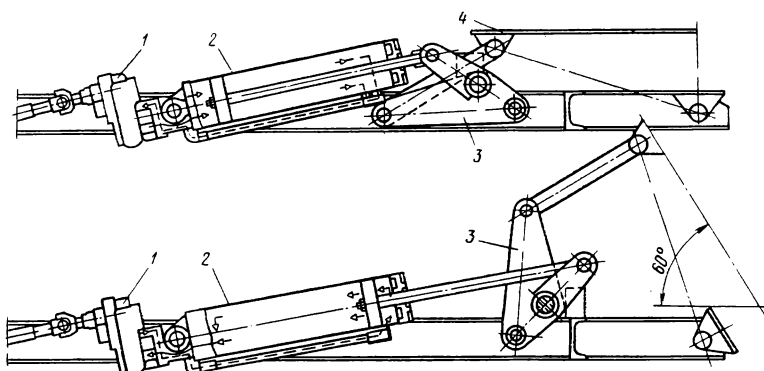


Рис. 157. Исполнительная часть подъемного механизма автомобиля-самосвала КрАЗ-256Б1:

1 – масляный насос; 2 – гидроцилиндр; 3 – балансир; 4 – основание кузова

мобиля МАЗ-5549, но в отличие от последнего имеет две шаровые головки и значительно больший ход.

Исполнительная часть подъемного механизма автомобиля-самосвала КрАЗ-256Б1 (рис. 157) выполнена в виде двух однозвенных гидроцилиндров, качающихся на общей оси, и рычажного механизма.

Рычажный механизм состоит из балансира и рычагов. Штоки цилиндров присоединены к балансиру 3 шарнирно при помощи двух пальцев и скоб. Балансир посредством рычагов шарнирно присоединен к основанию 4 кузова. На балансире имеются ограничители, не позволяющие кузову занять положение, при котором превышен предельный угол подъема.

На автомобиле-самосвале БелАЗ-540 установлены два трехзвенных телескопических гидроцилиндра. Цилиндры закреплены на раме и действуют непосредственно на платформу.

Дополнительное оборудование подъемного механизма включает масляные баки, масляные фильтры, трубопроводы, имеющие однотипные конструкции на всех самосвалах. Масляный бак автомобиля-самосвала МАЗ-5549 (рис. 158) представляет собой сварной резервуар цилиндрической формы с горловиной 9 для заливания масла и отверстием для слива масла из системы, закрытый резьбовой пробкой 11. Заливная горловина закрывается резьбовой крышкой, в которой имеется отверстие, сообщающее бак с атмосферой. Для предохранения от попадания через это отверстие внутрь бака грязи и пыли под крышкой установлена войлочная прокладка. Забор масла из

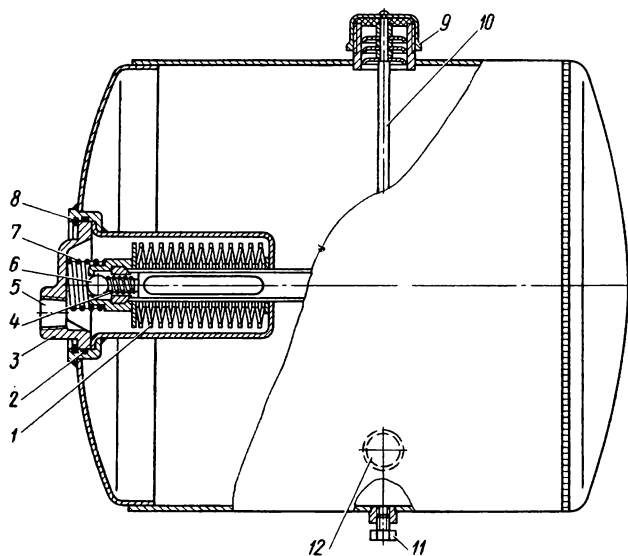


Рис. 158. Масляный бак автомобиля-самосвала МАЗ-5549:

1 — фильтрующие элементы; 2 — резиновое кольцо; 3 — крышка фильтра; 4 — пружина клапана; 5 — сливное отверстие; 6 — шариковый клапан; 7 — пружина фильтра; 8 — запорное кольцо; 9 — заливная горловина с крышкой; 10 — указатель уровня масла; 11 — пробка; 12 — всасывающий патрубок

бака осуществляется через вваренный в корпус патрубок 12, а слив масла в бак из сливной магистрали — через отверстие 5 в крышке фильтра. Фильтр помещен внутри бака и служит для очистки масла от посторонних примесей и металлических частиц, попадающих в масло при изнашивании деталей подъемного механизма, особенно в период их приработки. Фильтрация масла происходит при прохождении его через набор сетчатых элементов 1. При чрезмерном загрязнении элементов открывается шариковый клапан 6, и масло сливается в бак, минуя фильтры. Для замера уровня масла в баке установлен указатель 10.

Рабочие процессы подъемных механизмов можно рассмотреть по общей схеме автомобиля-самосвала МАЗ-5549, показанной на рис. 159. В транспортном положении подводимый к пневмораспределительному крану 8 сжатый воздух направляется им в полость пневмоцилиндра 17, который удерживает запоры цапф заднего борта в закрытом состоянии. Вторая полость пневмоцилиндра, полости мембраны пневмокамер коробки отбора мощности 13 и клапана управления 3 через пнев-

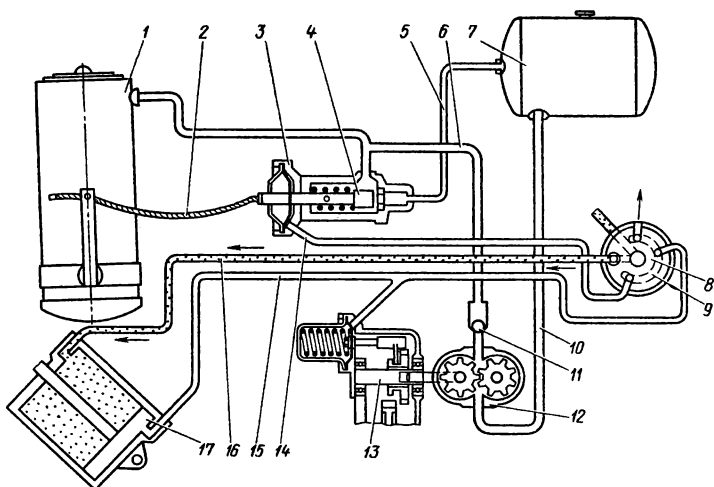


Рис. 159. Схема подъемного механизма автомобиля-самосвала МАЗ-5549: 1 – гидроцилиндр; 2 – тросик клапана управления; 3 – клапан управления; 4 – клапан; 5, 6 и 10 – маслопроводы; 7 – масляный бак; 8 – пневмораспределительный кран; 9 – соединительный канал; 11 – обратный клапан; 12 – масляный насос; 13 – коробка отбора мощности; 14, 15 и 16 – воздухопроводы; 17 – пневмоцилиндр управления запорами заднего борта

мораспределительный кран соединены с атмосферой. Звенья гидроцилиндра 1 находятся во вдвинутом состоянии, коробка отбора мощности выключена, и масляный насос не работает.

При установке рукоятки пневмораспределительного крана 8 в положение «Подъем» сжатый воздух из последнего направляется в пневматическую камеру коробки отбора мощности 13 и в полость пневмоцилиндра 17, который, срабатывая, открывает цапфы заднего борта платформы. Включается коробка отбора мощности 13, и масляный насос, засасывая масло из масляного бака, подает его под давлением через обратный клапан 11 в клапан управления 3. Поскольку клапан управления закрыт, масло направляется в гидроцилиндр 1, начинается последовательное выдвигание его звеньев, и происходит подъем платформы. При достижении платформой предельного угла 55° трос, связывающий гидроцилиндр с клапаном управления, вследствие наклона гидроцилиндра натянется и откроет клапан управления, соединяющий нагнетательную магистраль со сливной. Давление падает, и платформа начинает опускаться, натяжение троса ослабевает, и клапан снова закрывается, масло опять направляется в гидроцилиндр, что вызывает подъем платформы до следующего открывания клапана. Такой по-

вторяющийся процесс в конце подъема платформы обеспечивает встряхивание для ускорения ссыпания груза.

При переводе рукоятки пневмораспределительного крана 8 в положение «Опускание» сжатый воздух из крана направляется в пневматическую камеру клапана управления 3, что вызывает его открытие. Одновременно обе полости пневмоцилиндра 17 управления запорами заднего борта и пневматическая камера коробки отбора мощности 13 через кран управления соединяются с атмосферой. Коробка отбора мощности отключается, масляный насос перестает работать. Поршень пневмоцилиндра остается в прежнем положении. Под действием собственного веса платформа опускается, а масло из гидроцилиндра через открытый клапан управления вытесняется в масляный бак 7.

Для остановки платформы в промежуточном положении при подъеме или опускании рукоятка пневмораспределительного крана переводится в положение «Стоп». При этом все воздухопроводы соединяются через кран с атмосферой, вследствие чего масляный насос выключается, клапан управления закрывается, а запоры заднего борта продолжают оставаться открытыми. Слив масла из гидроцилиндра невозможен, так как клапан управления и обратный клапан закрыты.

По окончании опускания платформы рукоятка пневмораспределительного крана переводится в транспортное положение, и пневмоцилиндр закрывает запоры заднего борта.

При подъеме платформы с перегрузкой, превышающей 1,5 т, давление в гидросистеме становится выше допустимого, открывается предохранительное устройство клапана управления 3, после чего прекращается дальнейший подъем платформы.

Схема подъемного механизма автомобиля-самосвала КамАЗ-5511 показана на рис. 160.

В транспортном положении выключатель 10 и переключатель 11 находятся в выключенном состоянии. Все три электропневмоклапана 6, 7 и 8 закрыты. Коробка отбора мощности отключена, и масляный насос не работает.

Для подъема платформы необходимо проверить по манометру давление сжатого воздуха и убедиться, что оно не ниже 0,5 МПа, выключить сцепление и повернуть ручку выключателя 10 в положение «Включено». При этом электропневмоклапан 8 откроется, и сжатый воздух поступит в пневмокамеру коробки отбора мощности, что после включения сцепления и при работающем двигателе обеспечит работу масляного насоса.

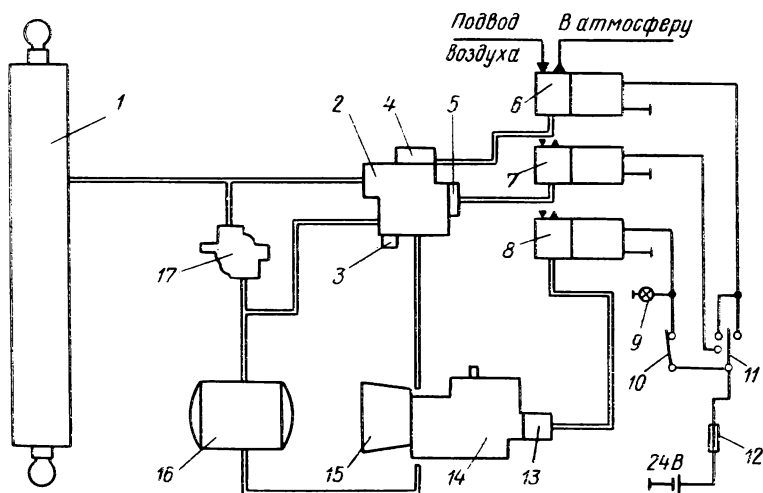


Рис. 160. Схема подъемного механизма автомобиля-самосвала КамАЗ-5511: 1 — гидроцилиндр; 2 — кран управления; 3 — предохранительный клапан; 4, 5 и 13 — пневмокамеры; 6—8 — электропневмоклапаны; 9 — контрольная лампа; 10 — выключатель коробки отбора мощности; 11 — переключатель «подъем — опускание»; 12 — термометаллический предохранитель; 14 — коробка отбора мощности; 15 — насос; 16 — масляный бак; 17 — ограничительный клапан

При переводе переключателя 11 из положения «Подъем» в положение «Включено» срабатывают электропневмоклапаны 6 и 7, и сжатый воздух направляется в пневмокамеры крана управления 2. До этого открытый клапан, обеспечивающий слив масла из масляного насоса в масляный бак 16, закрывается, а клапан магистрали, ведущей от крана управления в гидроцилиндр 1, открывается, и масло начинает поступать в последний. Давление в системе повышается, и при достижении величины, соответствующей нагрузке на шток гидроцилиндра, начинается выдвигание его звеньев и подъем платформы. Подъем платформы сопровождается наклоном гидроцилиндра, и при повороте платформы на угол 60° цилиндр нажимает на регулировочный винт клапана ограничения подъема, в результате чего клапан открывается, и давление в системе падает. Под действием собственного веса платформа опускается, клапан ограничения подъема платформы закрывается, давление возрастает, и платформа поднимается снова. Чередование этих процессов в конце подъема платформы обеспечивает ее встряхивание, что ускоряет сыпание груза. Если при максимальном

угле подъема платформы или в промежуточном положении при подъеме перевести переключатель из положения «Подъем» в положение «Выключено», то электропневмоклапаны 6 и 7 прекращают подачу сжатого воздуха в пневмокамеры крана управления, и клапан последнего, соединяющий нагнетательную магистраль насоса с гидроцилиндром, закроется, а другой клапан крана управления откроется. При этом выход масла из гидроцилиндра невозможен, а работающий масляный насос направляет масло на слив – в бак. При переводе переключателя из положения «Опускание» в положение «Включено» срабатывает электропневмоклапан 6, и сжатый воздух проходит в пневмокамеру крана управления, открывающую клапан, соединяющий кран управления с гидроцилиндром. Под действием собственного веса платформа опускается, а вытесняемое из гидроцилиндра масло через открытые клапаны крана управления сливается в бак. После полного опускания платформы переключатель ставится в положение «Выключено», выключается сцепление и выключатель электропневмоклапана 8 коробки отбора мощности. После этого включается сцепление.

Управление подъемным механизмом автомобиля-самосвала КраЗ-256Б1 осуществляется двумя рукоятками. Для подъема платформы необходимо сначала включить коробку отбора мощности, что обеспечит при работающем двигателе работу масляного насоса, а затем рукоятку переключения крана управления следует перевести в положение «Подъем». При этом (см. рис. 157) масло из масляного насоса будет подаваться в подъемные полости гидроцилиндров, и при достижении необходимого давления начнется выдвигание штоков и подъем платформы. Масло из штоковых полостей гидроцилиндров вытесняется в бак. Для опускания платформы рычаг переключения крана управления переводится в положение «Опускание», и масло из насоса направляется в штоковые полости гидроцилиндров, а масло из полостей подъема направляется на слив в масляный бак. При необходимости остановки платформы в промежуточном положении при подъеме или опускании рукоятку переключения крана управления устанавливают в положение «Нейтраль». При этом обе полости каждого цилиндра оказываются закрытыми, и масло из них вытесняться не может.

Схема объединенной гидравлической системы автомобиля-самосвала БелАЗ-540 показана на рис. 161. В транспортном положении масло из бака засасывается двумя масляными насосами (3 – подъемного механизма и 4 – гидроусилителя рулевого привода). От насоса 4 масло подается в автомат 11 переключе-

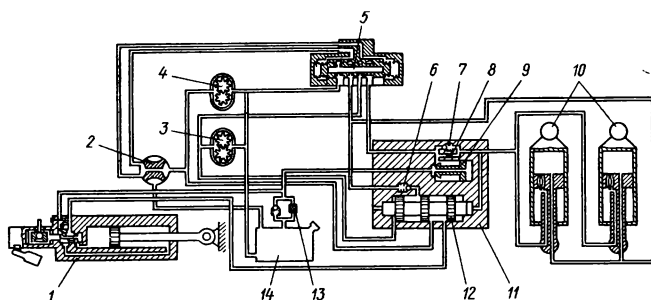


Рис. 161. Схема объединенной гидравлической системы автомобиля-самосвала БелАЗ-540:

1 – гидроусилитель; 2 – кран управления; 3 – насос подъемного механизма; 4 – насос гидроусилителя; 5 – распределительный кран; 6 и 7 – обратные клапаны; 8 – дросселирующая втулка; 9 – клапан автомата; 10 – гидроцилиндры подъемного механизма; 11 – автомат переключения насосов; 12 – золотник автомата; 13 – фильтр; 14 – масляный бак

ния насосов, а от него – в гидроусилитель 1 рулевого привода и, проходя через фильтр 13, сливается в масляный бак 14. От насоса 3 масло проходит в распределительный кран 5, а от него поступает во всасывающую магистраль насоса 4, создавая в ней дополнительный подпор.

Для подъема платформы рукоятку крана управления 2 переводят в положение «Подъем». При этом кран управления соединяет нагнетательную магистраль насоса 4 с распределительным краном, внутри которого перемещающийся золотник подключает нагнетательную магистраль насоса 3 к трубопроводам гидроцилиндров, и масло начинает поступать в их полости подъема. Сливная магистраль насоса 3 перекрывается золотником. Кроме этого, масло от насоса 3 идет в автомат 11 переключения насосов и перемещает его золотник, что приводит к отключению нагнетательной магистрали насоса 4 от гидроусилителя и подсоединению ее через обратный клапан 9 автомата переключения насосов к трубопроводам гидроцилиндра, увеличивая скорость подъема платформы. Насос 4 подключается к работе подъемного механизма при достижении давления в нагнетательной магистрали насоса 3 МПа. В конце подъема платформы часть груза ссыпается, и давление в нагнетательной магистрали насоса 3 снижается. При давлении ниже 3 МПа золотник автомата переключения отключает насос 4 от гидроцилиндров и подключает его к системе гидроусилителя рулевого привода. В связи с этим скорость платформы в конце подъема уменьшается.

В крайнем положении штоков гидроцилиндров открываются обратные клапаны гидроцилиндров, и масло из полостей подъема перепускается в сливную магистраль к дроссельной втулке автомата переключения насосов, что способствует более надежному переключению насоса 4 на работу гидроусилителя рулевого привода. При установке рукоятки крана управления 2 в положение «Опускание» масло от насоса 4 через кран управления поступает к распределительному крану 5 и передвигает золотник, что приводит к подсоединению нагнетательной магистрали насоса 3 к автомату переключения насосов. Масло проходит через его обратный клапан и дроссельную втулку в штоковые полости гидроцилиндров, штоки которых начинают вдвигаться, обратные клапаны гидроцилиндров закрываются, и происходит принудительное опускание платформы. Подъемные полости гидроцилиндров через золотник распределительного крана 5 соединены со сливной магистралью, через которую масло из гидроцилиндров вытесняется в масляный бак.

После полного вдвигания штоков гидроцилиндров давление в нагнетательной магистрали насоса 3 возрастает, так как резко изменилось активное сечение гидроцилиндров. Это приводит к срабатыванию клапана автомата переключения насосов, и нагнетательная магистраль насоса 3 подключается к сливной магистрали, поэтому масло перестает поступать в гидроцилиндры и сливается в масляный бак. Дальнейшее опускание платформы происходит под действием собственного веса платформы. Для остановки платформы при подъеме или опускании в любом промежуточном положении рукоятки крана управления переводятся в положение «Нейтраль», при этом выход масла из обеих полостей гидроцилиндров закрывается.

§ 108. ПЛАТФОРМЫ АВТОМОБИЛЕЙ-САМОСВАЛОВ

Платформы (кузова) автомобилей-самосвалов отличаются большим разнообразием, особенности их конструкций определяются свойствами грузов. На отечественных автомобилях-самосвалах используются, как правило, металлические сварные платформы из стального листа, усиленные стойками. Борта платформ могут быть как откидными, так и неоткидными и открываться только назад, на сторону или на три стороны.

Откидные борта платформ имеют или верхнее, или нижнее расположение шарниров. Нижнее расположение шарниров,

когда боковые борта поворачиваются вокруг них частично (на 90°), позволяет избежать сброс груза под колеса. Платформы с открывающимися бортами имеют механический или пневматический привод к механизмам открывания борта. Для предотвращения высыпания груза при транспортировании платформы без бортов выполняются или с горизонтальным днищем и приподнятой наклонной вверх задней частью, или с ровным, но наклонным вперед днищем. В последнем случае обеспечивается снижение центра масс и увеличение нагрузки на передний мост автомобиля-самосвала.

Платформы автомобилей-самосвалов имеют поперечные сечения различной формы (прямоугольная, корытообразная, полуэллиптическая), которая зависит от свойств основного перевозимого груза. Платформа прямоугольного сечения при тех же габаритных размерах имеет большую вместимость, более низкий центр масс груза и повышенную жесткость конструкции, чем платформа корытообразного или полуэллиптического сечения, однако последние лучше самоочищаются при выгрузке. Для исключения примерзания к платформе влажных грузов на некоторых автомобилях-самосвалах применяют обогреваемые с помощью специальных проходов для выпускных газов платформы.

С целью уменьшения собственной массы автомобилей-самосвалов используются платформы из алюминиевых сплавов, а также из армированных пластмасс.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Дайте определение специализированного подвижного состава и объясните преимущества его перед автомобилями и автопоездами общетранспортного назначения.
2. Дайте определение, сформулируйте назначение и проведите классификацию автомобилей и автопоездов-самосвалов.
3. Поясните особенности конструкций основных видов автомобилей и автопоездов-самосвалов.
4. Перечислите основные части подъемных механизмов и дайте краткую характеристику этих частей (назначение, принцип работы, особенности конструкций).
5. Опишите рабочие процессы подъемных механизмов автомобилей-самосвалов МАЗ-5549, КамАЗ-5511, КрАЗ-256Б1, БелАЗ-540.
6. Перечислите особенности конструкций платформ современных автомобилей-самосвалов.

ГЛАВА XXI

АВТОМОБИЛИ И АВТОПОЕЗДА-ЦИСТЕРНЫ

§ 109. НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ И АВТОПОЕЗДОВ-ЦИСТЕРН

Автомобилем или автопоездом-цистерной называется САТС, конструктивно приспособленное для перевозки и временного хранения жидких, газообразных и сыпучих грузов. К ним относятся нефтепродукты, сжатые и сжиженные газы, жидкие и сыпучие пищевые продукты, жидкие и пылеобразные агрессивные и ядовитые продукты химической промышленности, жидкие и сыпучие строительные материалы. К этому же виду САТС относятся и автозаправщики, предназначенные не только для перевозки горючесмазочных материалов, но и для заправки ими транспортных и других энергетических средств.

Автомобильные цистерны и заправщики состоят из базового шасси (автомобиль, прицеп или полуприцеп), цистерны (резервуара) и специального оборудования. В зависимости от вида груза автомобильные цистерны делятся на две основные группы: для жидких грузов и для сыпучих грузов. По виду базового АТС автомобильные цистерны и заправщики могут быть одиночными автомобилями и автопоездами, а последние — седельными и прицепными. По вместимости резервуара автомобильные цистерны и заправщики условно разделяются на три группы: малой (до 5 м³), средней (5...15 м³) и большой вместимости (более 15 м³).

Автомобильные цистерны и заправщики имеют условные обозначения. Например, АЦ-5-375 означает: автомобильная цистерна вместимостью 5 м³ на шасси автомобиля «Урал-375». Если в обозначении большее количество букв, то они уточняют транспортируемый продукт и конструктивную особенность цистерны. Например, АЦПТ означает: автомобильная цистерна пищевая с термоизоляционным материалом. Полуприцепы-цистерны и прицепы-цистерны имеют соответственно буквенные обозначения ППЦ или ЦПП и ПЦ или ЦП, а последние цифры характеризуют модель полуприцепа или прицепа. Например, ПЦ-5,6-817 означает: прицеп-цистерна вместимостью 5,6 м³ на базе прицепа ГКБ-817.

В соответствии с назначением автомобильные заправщики разделяются на топливозаправщики, водомаслозаправщики, заправщики специальными жидкостями, водоспиртозаправщи-

ки. Полное обозначение автомобильного заправщика, помимо назначения, раскрывает его вместимость и базовое шасси. Например, АТЗ-3,8-130 означает: автотопливозаправщик вместимостью 3,8 м³ на шасси автомобиля ЗИЛ-130.

Доля автоцистерн в автопарке СССР относительно невелика (в 1980 г. примерно третье место среди СПС). Себестоимость перевозок в автоцистернах по сравнению с универсальными грузовыми автомобилями выше на 9...39%, но в связи с экономией расходов на тару, лучшей сохранностью грузов и уменьшением расходов на погрузку-выгрузку общая народнохозяйственная эффективность выше.

§ 110. ТРЕБОВАНИЯ К АВТОМОБИЛЯМ И АВТОПОЕЗДАМ-ЦИСТЕРНАМ

Помимо общих требований к конструкциям, автомобильные цистерны должны отвечать специальным требованиям. Автомобильные цистерны для всех видов грузов должны иметь параметры массы и габаритные размеры, не превышающие предельных нормативных значений для АТС общего назначения. Вместимость и масса цистерны должны соответствовать номинальной грузоподъемности базовой модели шасси АТС. Цистерна для жидких грузов должна иметь следующее оборудование:

- заливную горловину с определенными стандартными размерами; расположение горловины на цистерне должно быть удобным для работы обслуживающего персонала, а на корпусе цистерны должны быть горизонтальные площадки в зоне горловины;

- отстойник со спускным устройством;

- указатель уровня залитой в цистерну жидкости;

- устройство для нижнего и верхнего залива жидкости; средства пожаротушения и нейтрализации ядовитых веществ;

- заземляющие приспособления;

- пыленепроницаемые трубы и ящики для рукавов.

На боковых сторонах и заднем днище цистерны должна быть надпись, соответствующая роду перевозимого груза, а на горловине или табличке завода-изготовителя — фактическая вместимость. Цистерны, смонтированные на автомобилях, должны быть оборудованы насосом с механическим приводом, а цистерны, смонтированные на прицепах и полуприцепах, должны обеспечивать подключение к насосу автоцистерны и ручному насосу полуприцепа. Цистерны средней вместимости должны иметь поперечные волнорезы, а их расположение внутри

цистерны должно делить объем на отсеки вместимостью не более 5000 л. Конструкция цистерны должна обеспечивать слив жидкости самотеком при установке шасси на горизонтальном участке дороги.

Топливозаправочные цистерны должны быть дополнительно оборудованы механическим насосом с раздаточными рукавами и кранами; фильтром тонкой очистки и счетчиками для замера выдаваемого количества топлива; ящиком для инструмента, предназначенного для обслуживания коммуникаций; комплектом приспособлений для пожаротушения.

Топливозаправочные цистерны должны быть приспособлены к выполнению следующих операций:

заполнение собственного объема из постороннего резервуара с высотой всасывания не менее 4,5 м;

заполнение постороннего объема как из собственного, так и из любого другого резервуара;

перекачивание жидкости из одного резервуара в другой, минуя собственный, при напоре не менее 4,5 м;

отсос жидкости из раздаточных рукавов после заправки.

На автомобилях с цистернами и на седельных автомобилях-тягачах, предназначенных для буксирования полуприцепов-цистерн, глушитель должен быть расположен впереди, а выпуск газов должен осуществляться вправо. Шасси, на котором установлена цистерна, должно быть оборудовано тягово-сцепным устройством, буфером, выступающим за цистерну, и ящиком для инструмента водителя.

Дополнительные требования к конструкции цистерн для перевозки различного вида жидких и сыпучих грузов определяются специфическими свойствами конкретных грузов. Так, например, резервуары цистерн для перевозки сжиженных газов должны рассчитываться на повышенное давление, цистерны для перевозки пищевых продуктов должны иметь резервуары из определенного инертного материала и при необходимости термоизоляцию. У цистерн для сыпучих грузов форма резервуара должна быть оптимальной по требованиям разгрузки.

§ 111. ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ И КРАТКИЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОМОБИЛЕЙ И АВТОПОЕЗДОВ-ЦИСТЕРН ДЛЯ ПЕРЕВОЗКИ ЖИДКИХ ГРУЗОВ

Автомобильные цистерны и заправщики для нефтепродуктов и специальных жидкостей (бензин, керосин, дизельное топливо и др.) монтируют на автомобилях, прицепах и по-

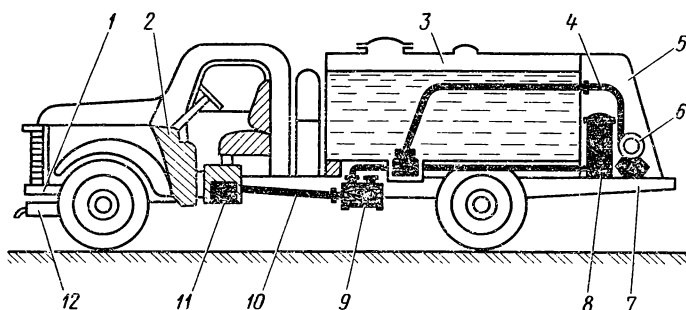


Рис. 162. Компоновочная схема автоцистерны-заправщика:

1 — шасси автомобиля; 2 — двигатель; 3 — резервуар; 4 — всасывающий трубопровод; 5 — кабина управления; 6 — счетчик; 7 — рама автомобиля; 8 — фильтр; 9 — насос; 10 — карданная передача; 11 — коробка отбора мощности; 12 — глушитель

луприщах. Резервуары обычно расположены горизонтально, изготавливаются из стали и имеют круглое или эллиптическое сечение. Последнее — наиболее распространенное, так как обеспечивает снижение центра масс и этим способствует улучшению устойчивости этого вида САТС.

В качестве примера на рис. 162 показана типичная компоновочная схема автоцистерны-заправщика. Резервуар 3 имеет эллиптическую форму и сварен из стального листа толщиной 4...6 мм. Сверху в резервуар вварена цилиндрическая горловина, служащая для монтажа и ремонта оборудования, размещенного внутри, и являющаяся дополнительным объемом для горючего при его расширении от нагревания. Внутри резервуара устанавливается указатель количества топлива с ограничителем залива. Горловина резервуара закрывается герметичной крышкой. На крышке размещаются заливной люк с противозрывной корзиной-фильтром, дыхательный клапан и смотровой люк. Крышка заливного люка имеет специальное рычажно-винтовое устройство для герметичного закрывания. Дыхательный клапан тарельчатого или шарикового типа служит для выпуска газов при заливке топлива или впуске воздуха при его сливе. Противозрывная корзина с двойной медной сеткой служит для предохранения от взрыва и одновременно для фильтрации топлива при его заливке. Цистерна оборудована насосом 9 с механическим приводом в виде карданной передачи 10 от коробки отбора мощности 11, а также фильтром 8 тонкой очистки, кабиной 5 управления, в которой расположены система управления и контрольно-измерительные при-

боры. По обеим сторонам цистерны смонтированы боковые ящики, в которых помещаются всасывающий и раздаточный рукава, инструмент, запасные части и принадлежности. В задней части кабины водителя с правой и левой стороны установлены огнетушители.

Полуприцепы и прицепы-цистерны, не отличаясь от автоцистерн, могут иметь несколько иное технологическое оборудование. В частности, насос может быть ручным или иметь автономный двигатель.

В нашей стране производится ряд автоцистерн для нефтепродуктов и топливозаправщиков. Ниже приведены технико-эксплуатационные характеристики автоцистерн.

Марка автоцистерны .	ПЦ-5,6-817	АЦ-6,5-130	АТЗ-3,8-130	ТЗА-7,5-500А
Базовая модель шасси	ГКБ-817	ЗИЛ-130	ЗИЛ-130	МАЗ-500А
Эксплуатационный объем, л	5600	6500	3800	7500
Насос:				
тип	Поршневой		Вихревой	Центробежный
подача, л/м	40	500	500	750
привод	Ручной		Механический	от двигателя
Время наполнения, мин	—	10	8	18
Время слива, мин . .	—	15	—	12,5

В одиннадцатой пятилетке предполагается разработка и выпуск автоцистерн для перевозки нефтепродуктов существенно большей вместимости на шасси новых автомобилей, прицепов и полуприцепов, в частности: АЦ-6,5-4320; АЦ-9,1-5320; АЦ-10-260; ППЦ-12-5410.

Вместимость цистерн для перевозки нефтепродуктов непрерывно возрастает. Особенно большие автоцистерны и топливозаправщики используют для самолетов (до 75 м³).

Цистерны для перевозки битума имеют специфические конструктивные особенности: битум необходимо транспортировать при температуре 190...260 °С, поэтому цистерны имеют термоизоляционный слой и подогреватели. На отечественных полуприцепах-битумовозах применены резервуары эллиптической формы, сваренные из стального листа и имеющие термоизоляцию из стекловаты. Конструкция цистерны — несущего типа. Система подогрева включает П-образную жаровую трубу, проходящую вдоль резервуара, подогреватель и топливные баки. Битумные насосы механические или объемные, имеют привод от коробки передач автомобиля-тягача. Наибольшая вместимость отечественного полуприцепа-битумовоза Д-726 составляет 22 м³.

Масловодозаправщики применяются для заправки машин маслами и водой, технологическое оборудование их состоит из масляной и водяной систем, включающих резервуары для масла и воды, системы подогрева, насосы с приводом, напорно-всасывающие и раздаточные коммуникации, служащие для выдачи масла и воды, фильтры, счетчики, контрольно-измерительные приборы.

Цистерны для перевозки жидких пищевых продуктов (питьевая вода, молоко, вино, пиво, квас и др.) устанавливаются на шасси автомобилей, прицепов и полуприцепов. Резервуары эллиптического или чемоданного сечения изготавливаются из коррозионно-стойкой стали, алюминия и иногда из пластмассы; в большинстве случаев они имеют термоизоляцию. Для наполнения и слива жидкостей применяются вакуумные устройства, использующие разрежение во всасывающем коллекторе двигателя, автономные, а также стационарные насосы.

На рис. 163 приведена принципиальная схема технологического оборудования молоковоза. Цистерна состоит из двух отдельных алюминиевых резервуаров 8, заключенных в общий стальной кожух с термоизоляцией 9 из пенопласта. Это обеспечивает перевозку молока при наружной температуре $+30^{\circ}\text{C}$ с повышением внутренней температуры не более чем на 2°C за 10 ч. Каждый резервуар имеет герметически закрывающую горловину 10. На крыше установлен дыхательный клапан 13.

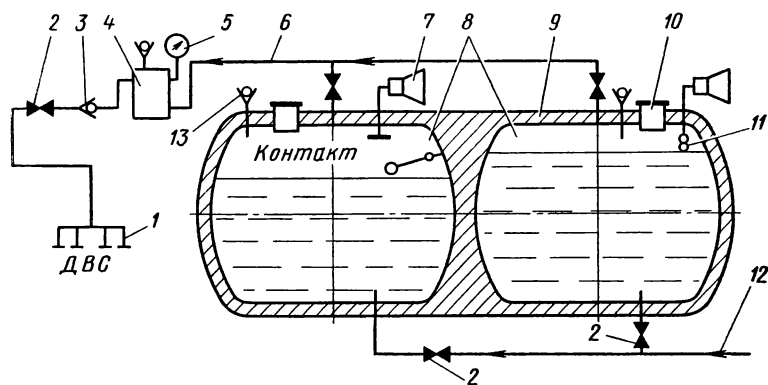


Рис. 163. Схема технологического оборудования молоковоза:

1 — впускной коллектор двигателя; 2 — кран; 3 — обратный клапан; 4 — пеноуловитель; 5 — мановакуумметр; 6 — вакуумный трубопровод; 7 — электрический и звуковой сигнал; 8 — резервуары для молока; 9 — теплоизоляция; 10 — горловина; 11 — поплавок; 12 — трубопровод для залива и слива молока; 13 — дыхательный клапан

Внизу резервуары имеют пробковые краны 2, предназначенные для слива молока через трубопровод 12. На концах сливных труб имеются бронзовые луженые винтовые пробки. Внутри резервуаров установлены поплавки 11 электрической и звуковой сигнализации. Наполнение резервуаров происходит поочередно с использованием разрежения во впускном коллекторе 1 двигателя, с помощью вакуумного трубопровода 6 с пробковым краном 2, соединяющего резервуары с впускным коллектором двигателя. На трубопроводе 6, кроме кранов каждой секции, установлены пеноуловитель 4 с мановакуумметром 5, предохранительным клапаном и обратный клапан 3. Обратный клапан предотвращает попадание паров бензина в резервуары. Пеноуловитель защищает двигатель от проникновения в него молока.

Предохранительный клапан обеспечивает защиту резервуаров от деформации в результате чрезмерного разрежения во впускном коллекторе.

В процессе наполнения резервуара молоком при достижении предельного уровня поплавков выключает подачу топлива и включает сигнализацию. Для последующего пуска двигателя необходимо отключить звуковую сигнализацию наполненного резервуара. Слив молока осуществляется самотеком.

Примерно аналогичные устройства имеют и другие автоцистерны для перевозки жидких пищевых продуктов. Помимо вакуумного устройства и ротационных насосов, для заполнения цистерн иногда используются баллоны с углекислым газом, устанавливаемые для этого на автомобиле или прицепе.

Цистерны для сжиженных и ожиженных газов делятся на транспортные и газозаправочные станции. Транспортные цистерны используются только для перевозки сжиженных газов с места их производства или от газораздаточных станций к потребителям. Конструкция их резервуаров аналогична конструкции резервуаров цистерн для перевозки топлива и имеет минимально необходимое технологическое оборудование. Газ из этих цистерн сливается за счет перепада давления (давление пропана при температуре +50 °С равно 1,8 МПа), а заливают его непосредственно из технологической напорной линии газобензинового завода или газораспределительной станции. В функции газозаправочных автомашин входит как транспортирование, так и раздача газа в тару потребителя, поэтому они снабжаются насосом, счетчиком и заправочными рукавами. Из-за относительно большого внутреннего давления толщина стенок резервуара равна 10–12 мм (днище 12–16 мм), что позволяет использовать безрамную конструкцию цистерн. В на-

шей стране выпускается целый ряд автоцистерн для сжиженных газов вместимостью от 4,7 до 18 м³.

Для транспортирования криогенных жидкостей (жидкого водорода, кислорода, азота) используются седельные автопоезда-цистерны; вместимость резервуаров, установленных на полуприцепах, от 25 до 55 м³; рабочее давление внутри резервуара 0,9 МПа; сечение резервуара чемоданное; изоляция вакуумно-порошковая; цистерны безрамной конструкции.

§ 112. ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ АВТОМОБИЛЕЙ И АВТОПОЕЗДОВ-ЦИСТЕРН ДЛЯ ПЕРЕВОЗКИ СЫПУЧИХ ГРУЗОВ

Общей особенностью сыпучих грузов, перевозимых в цистернах, является необходимость предохранения их от воздействия внешней среды. К сыпучим грузам относятся строительные (цемент, гипс, известь), пищевые (соль, мука и т. п.), химические (сода, сульфат натрия, графит). Специфические конструктивные отличия САТС для перевозки сыпучих грузов от других цистерн обусловлены особенностями различных способов разгрузки (гравитационный или бункерный, самосвальный, механический с помощью шнеков и транспортеров, пневматический, комбинированный).

Наибольшее распространение получил пневматический способ разгрузки, так как имеет ряд преимуществ: возможность подачи груза непосредственно к месту потребления; исключение соприкосновения груза с окружающей средой; практическое отсутствие потерь, загрязнения и порчи груза. Пневматический способ разгрузки делится на аэроционно-пневматический, аэрозольный и комбинированный. При аэроционно-пневматическом способе разгрузки в резервуар нагнетается сжатый воздух под небольшим давлением (0,05 МПа), а к разгрузочному патрубку – под давлением 0,15...0,25 МПа. При аэрозольном способе сжатый воздух под небольшим давлением подается под наклонно установленное днище, что приводит к перемещению нижних слоев груза к разгрузочному отверстию. Там груз захватывается сжатым воздухом, имеющим давление 0,15...0,20 МПа, и вместе с ним поступает в разгрузочный шланг.

Комбинированный способ разгрузки сыпучих грузов заключается в сочетании других способов с пневматической подачей груза в разгрузочный шланг.

Резервуары цистерн для перевозки сыпучих грузов имеют различную форму (цилиндрическую, шаровую, усеченного ко-

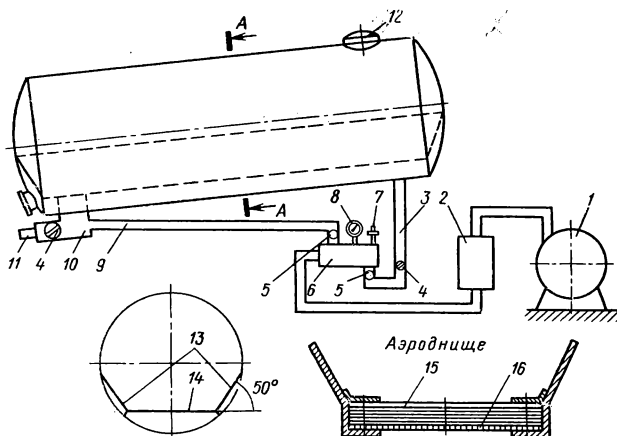


Рис. 164. Схема технологического оборудования цементовоза:

1 — компрессор; 2 — влагомаслоотделитель; 3 и 9 — трубопроводы; 4 — кран-вентиль; 5 — обратный клапан; 6 — воздухораспределитель; 7 — предохранительный клапан; 8 — манометр; 10 — разгрузочный патрубок; 11 — форсунка; 12 — люк; 13 — откосы боковые; 14 — аэроднище; 15 — пористая ткань; 16 — металлическая сетка

нуса) и располагаются как вертикально, так и горизонтально с небольшим наклоном.

Автопоезда-цистерны для перевозки цемента обычно имеют аэроционно-пневматическую разгрузку, оборудованы наклонными стальными резервуарами круглого сечения несущей конструкции. Седельные автомобили-тягачи для этих полуприцепов специально оборудованы компрессором с приводом от двигателя.

На рис. 164 показана схема аэроционно-пневматической разгрузки цементовоза. Загрузка резервуара цементом проводится из бункера по тканевому рукаву через люк 12, закрываемый затем герметичной крышкой. При разгрузке сжатый воздух из компрессора 1 проходит через влагомаслоотделитель 2 к воздухораспределителю 6, оборудованному предохранительным клапаном 7, отрегулированным на давление 0,25 МПа, и манометром 8. Из воздухораспределителя сжатый воздух поступает по трубопроводу 3 к аэроднищу 14 и по трубопроводу 9 к разгрузочному патрубку 10. Воздух, направляющийся к аэроднищу, проходит через обратный клапан 5, предохраняющий от попадания цемента в трубопроводы системы разгрузки. Аэроднище 14 состоит из слоев пористой ткани 15,

уложенных на металлической сетке 16. Сжатый воздух проходит через аэроднище снизу вверх и насыщает нижние слои цемента, которые после этого легко перемешаются в разгрузочный патрубок, куда также подается сжатый воздух из воздухораспределителя, пройдя перед этим через свой обратный клапан 5. Из разгрузочного патрубка воздух, захватывая цемент, поступает вместе с ним через форсунки 11 в разгрузочный шланг. Управляют процессом разгрузки двумя вентилями 4, расположенными в трубопроводе 3 и патрубке 10 перед форсунками 11. Ниже приведены краткие технико-эксплуатационные характеристики отечественных цементовозов.

Марка полуприцепа-цистерны . . .	ТЦ-4 (С-927)	ТЦ-6 (С-972)	С-652
Автомобиль-тягач	ЗИЛ-130В1	МАЗ-504А	КрАЗ-258
Эксплуатационная вместимость, м ³ .	7	11,8	20
Подача компрессора, м ³ /мин	6	6	9
Рабочее давление, МПа	0,15	0,15	0,18
Время разгрузки, мин	20	30	50
Дальность подачи цемента по горизонтали, м	50	50	50

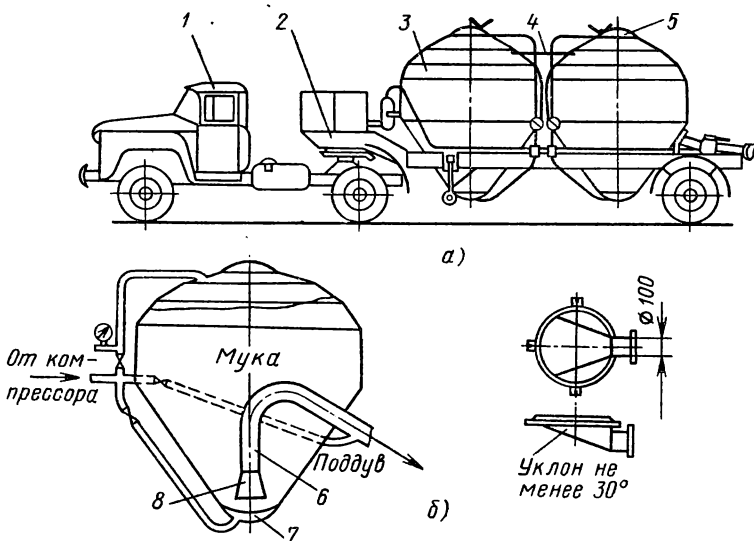


Рис. 165. Автопоезд-муковоз К-1040Э:
 а — компоновочная схема; б — резервуар для муки; 1 — автомобиль-тягач; 2 — полуприцеп; 3 — резервуар; 4 — площадка для обслуживающего персонала; 5 — загрузочный люк; 6 — трубопровод; 7 — аэрирующее устройство; 8 — конус

Автопоезда-цистерны для перевозки муки конструктивно отличаются от других, так как мука обладает пониженной текучестью из-за малой плотности ($0,55 \text{ т/м}^3$). Поэтому для разгрузки используется действие собственного веса муки и сжатого воздуха. На рис. 165 показаны схема автопоезда-муковоза К-1040Э и схема резервуара. На полуприцепе 2, буксируемом седельным автомобилем-тягачом ЗИЛ-130В1, смонтированы два цилиндрикоконических резервуара 3 и компрессор с приводом от электродвигателя, питающегося от внешней сети. Загрузка резервуаров осуществляется через люки 5, для доступа к которым имеется горизонтальная площадка и лестница. Диаметр горловины 400 мм, что обеспечивает загрузку муки в течение 25...35 мин и удобство очистки внутренней поверхности резервуара.

При разгрузке сжатый воздух от компрессора, пройдя через два масловлагоотделителя и фильтр тонкой очистки, поступает в резервуар по трем каналам: в верхнюю сферическую часть резервуара, под аэрирующее устройство 7 (пористая перегородка в нижней части резервуара) и к разгрузочному наконечнику. Аэрированная мука под действием собственного веса и давления воздуха поступает в конус 8 трубопровода 6, а затем с помощью поддува в разгрузочный шланг и к потребителю. Объем двух резервуаров составляет $12,8 \text{ м}^3$; рабочее давление системы $0,15 \text{ МПа}$; мощность электродвигателя компрессора 22 кВт ; время разгрузки 25...35 мин; дальность подачи муки при разгрузке по вертикали 15 м, общая – 30 м.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Дайте определение, сформулируйте назначение и проведите классификацию автомобилей и автопоездов-цистерн.
2. Перечислите требования к автомобилям и автопоездам-цистернам и необходимое их оборудование.
3. Выявите особенности конструкций цистерн для перевозки жидких грузов (нефтепродукты, пищевые продукты, сжиженные и ожиженные газы).
4. Выявите особенности конструкций цистерн для перевозки сыпучих грузов (цемент, мука) и расскажите о типичных схемах их разгрузки.

ГЛАВА XXII

АВТОМОБИЛИ И АВТОПОЕЗДА-ФУРГОНЫ И РЕФРИЖЕРАТОРЫ

§ 113. НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ И АВТОПОЕЗДОВ-ФУРГОНОВ. ТРЕБОВАНИЯ К КОНСТРУКЦИЯМ

Автомобилем или автопоездом-фургоном называется САТС, оборудованное закрытым жестким кузовом, приспособленным для перевозки грузов, требующих защиты от внешних воздействий.

По основному классификационному признаку — назначению фургоны делятся на универсальные (общего назначения), изотермические и рефрижераторы, а также узкоспециализированные. Универсальные фургоны служат для перевозки продовольственных и промышленных товаров как в упаковке, так и без нее, изотермические и рефрижераторы — скоропортящихся грузов, а узкоспециализированные — хлеба, мебели, почты, скота и т. п. Фургоны устанавливаются на шасси автомобилей, прицепов и полуприцепов. По компоновке фургоны могут быть вагонного типа либо с отдельной кабиной. По расположению дверей имеются фургоны с дверями на заднем борту, на правом борту, на заднем и правом борту и многодверные. По конструкции крыши фургоны бывают: с глухой крышей, с раздвижной крышей, с шарнирно-подъемной крышей. По материалу каркаса и облицовки фургоны могут быть: с деревянным или металлическим каркасом, с фанерной, стальной, алюминиевой, пластмассовой облицовкой.

К конструкциям фургонов предъявляются следующие требования: соответствие характеристике и партионности груза; прочность и долговечность; наименьшая снаряженная масса; соответствие грузоподъемности удельной площади пола и удельному объему, виду перевозимого груза; минимально возможные габаритные размеры; постоянство погрузочной высоты, согласованной с погрузочной площадкой; ровность пола; оптимальные сечения кузова и размеры дверей; удобное для погрузки и выгрузки размещение и число дверей; соответствие нормативным требованиям по освещенности, вентиляции, технике безопасности; наибольшая унификация.

Наиболее многочисленную группу составляют фургоны универсальные и узкоспециализированные, обеспечивающие защиту груза только от воздействия окружающей среды. Их ку-

зова обычно цельнометаллические, иногда деревянные, обшитые металлическим листом, несущей конструкции, прямоугольной формы с ровным (иногда ступенчатым) полом. Двухстворчатые двери расположены на заднем борту с широким проемом (более 2 м). В некоторых случаях устанавливаются боковые двери, подъемные или сдвижные боковые стенки и сдвижные, съёмные или подъемные крыши, что обеспечивает механизированную погрузку-разгрузку. Иногда фургоны оборудуются грузоподъемными бортами.

Изотермические фургоны обеспечивают сохранение определенного температурного режима внутри грузового помещения с помощью термоизолированного кузова. Рефрижераторные фургоны обеспечивают поддержание определенной температуры внутри термоизолированного кузова применением источников временного и постоянного охлаждения. Временное охлаждение поддерживает заданную температуру в течение ограниченного срока, работа постоянных холодильных установок основана на испарении сжатых компрессором хладагентов (фреонов).

Грузоподъемность выпускаемых отечественных фургонов (свыше 20 типов) колеблется в широком диапазоне (от 0,35 до 13,5 т). В составе СПС фургоны занимают второе место. Использование фургонов вместо грузовых автомобилей общего назначения для АТП связано с увеличением себестоимости перевозок: для фургонов общего назначения на 5...50%, для изотермических и рефрижераторов на 31...133%. Но, с учетом снижения расходов на тару и повышения степени сохранности грузов, общая народохозяйственная эффективность применения фургонов вместо грузовых автомобилей общего назначения достигает 21,3 тыс. руб. в год на один автомобиль.

§ 114. ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИЙ АВТОМОБИЛЕЙ-РЕФРИЖЕРАТОРОВ

Особенностью конструкций автомобилей и автопоездов-рефрижераторов является применение специальных изотермических кузовов. Термоизоляция кузовов осуществляется тремя способами: напылением изоляционного материала снаружи и изнутри кузова, сборкой кузова из частей, изготовленных из изоляционных материалов, и заполнением полости между облицовками пенообразующим раствором изоляционного материала.

Изоляционные материалы должны обладать определенными свойствами: малой теплопроводностью и плотностью, незначительной гигроскопичностью и значительной влагостойкостью, отсутствием запаха, долговечностью и прочностью, технологичностью, неизменностью своих свойств в широких пределах изменения температуры, огнестойкостью и пожаробезопасностью.

Для термоизоляции отечественных изотермических фургонов и рефрижераторов наибольшее распространение получил пенопласт ПС-4. Этот материал негигроскопичен, достаточно прочен, хорошо приклеивается к металлу и остается стабильным по своим свойствам до температуры +60 °С. Пенопласт используется при следующих вариантах конструкции кузова:

деревометаллический каркас с наружной стальной и внутренней стальной оцинкованной облицовками; толщина пенопласта 70...100 мм (автомобили с изотермическими кузовами ГЗСА-3702, ГЗСА-950, ГЗСА-3706);

цельнометаллический каркас с наружной из листовой стали и внутренней листовой алюминиевой облицовками; толщина пенопласта 50 мм (автомобиль с изотермическим кузовом ТА-943Н, прицеп с изотермическим кузовом ТН-2);

цельнометаллический кузов, обшитый внутри листовым алюминием; толщина пенопласта 80 мм (автомобиль-рефрижератор ЛуАЗ-946);

цельнометаллический каркас из гнутых тонкостенных профилей с внутренней и наружной облицовками из алюминиевых листов (автомобиль-рефрижератор 1А4);

цельнометаллический кузов с внутренней облицовкой из оцинкованной стали; толщина пенопласта 110...120 мм (прицеп-рефрижератор ЛуАЗ-8930, автомобиль-рефрижератор ЛуАЗ-890Б).

Ниже приведены технико-эксплуатационные характеристики автомобилей и автопоездов-рефрижераторов.

Марка рефрижератора	ЛуАЗ-946	1А4	ЛуАЗ-8930	ЛуАЗ-890Б
Шасси автомобиля или прицепа	УАЗ-451М	ГАЗ-52-01	ГКБ-819	ЗИЛ-130-76
Грузоподъемность, т	0,625	1,5	3,85	4,5
Внутренний объем, м ³	4	11,2	10	10
Интервал температур в фургоне, °С	-2	-18	-15	-15
Кэффициент теплопередачи фургона, Вт/(м ² ·К)	0,697	0,407	0,465	0,465

§ 115. СПОСОБЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ФУРГОНОВ-РЕФРИЖЕРАТОРОВ

Внутреннее охлаждение кузовов-рефрижераторов обеспечивается работой источников холода, которые разделяются на временные и постоянные. **Временные источники холода** поддерживают требуемую внутри кузова температуру ограниченный срок. К этой группе относятся устройства, использующие переход некоторых веществ (сухого льда, эвтектических растворов и сжиженных газов) из одного состояния в другое (из твердого состояния или жидкого в газообразное) с поглощением теплоты из окружающей среды. Сухой лед (твердая углекислота) помещается внутри кузова в верхней его части в бачках или в специальных отсеках кузова между внутренней и внешней облицовками. Его также применяют и с промежуточным хладоносителем, циркулирующим по змеевику охлаждающего прибора. Регулирование температуры обеспечивается изменением поверхности охлаждения объема с сухим льдом. Достоинством такого устройства является возможность поддержания внутри кузова низкой температуры (переход углекислоты из твердого состояния в газообразное происходит при температуре -78°C) и чистоты. Недостатком — относительно высокая стоимость углекислоты.

Эвтектические растворы представляют собой водные растворы минеральных или металлических солей и органических соединений. Наиболее эффективным хладоносителем является дихлорметан (фреон 30). Оттаивание замороженных эвтектических растворов для охлаждения кузова производится с помощью зероторов и аккумуляторов холода. Зероторы (специальные сосуды) с эвтектическим раствором вначале замораживаются в стационарных холодильниках, а затем помещаются внутри кузова рефрижератора. Оттаивание зеротора сопровождается поглощением теплоты, а следовательно, охлаждением кузова. Температура в кузове поддерживается от -2 до -9°C . Время действия 12...15 ч. Достоинством является возможность неоднократного использования зероторов, недостатками — необходимость наличия холодильных станций для предварительного замораживания зероторов и затраты рабочего времени на их замену и обслуживание.

Аккумуляторы холода представляют собой плоские сосуды с внутренними змеевиками. Эвтектический раствор в сосудах замораживается вследствие циркуляции в змеевиках хладоносителя, при подключении змеевиков к внешней стационарной (передвижной) зарядной станции или смонтированной на

САТС компрессорной холодильной установке с приводом от электродвигателя, подключающегося к внешней электрической сети во время стоянки рефрижератора.

При использовании временных источников холода целесообразно применять предварительное охлаждение внутреннего пространства кузова, которое, кроме этого, при перевозке грузов на небольшое расстояние может исключить необходимость в использовании источников холода. Предварительное охлаждение осуществляется от стационарных холодильных установок и сжиженными газами. При использовании стационарных холодильных установок предварительное охлаждение обеспечивается: подачей холодного воздуха в кузов по гибким изолированным шлангам, при помощи переносного испарителя, при помощи постоянного испарителя с вентилятором, установленного на кузове, и подводом хладагента.

В качестве сжиженных газов для предварительного охлаждения кузова используют жидкую углекислоту и азот. Углекислота из внешнего резервуара подается по шлангу непосредственно в кузов и, испаряясь, быстро и равномерно охлаждает внутреннее пространство кузова. Углекислота и азот могут храниться и в баллонах, установленных на САТС, и при необходимости подаваться в кузов и в нем разбрызгиваться. В этом случае охлаждение может быть периодическим и осуществляться автоматически с помощью терморегулирующих устройств.

Применение азота для охлаждения кузова имеет ряд достоинств, а именно: большая скорость понижения температуры в кузове (примерно в 25 раз выше, чем при машинном охлаждении), создание инертной атмосферы в кузове, предохраняющей продукты от порчи, кузов и продукты не подвергаются обледенению. Недостатком такого способа охлаждения является относительно большая стоимость азота.

Постоянные источники холода обеспечивают поддержание заданной пониженной температуры в кузове без периодического питания для этого энергией извне. Преимущественное распространение имеет постоянное охлаждение кузова рефрижератора от компрессорной холодильной установки с приводом от двигателя автомобиля-тягача или от специального автономного двигателя. Недостатком первой схемы привода по сравнению со второй является необходимость постоянной работы основного двигателя, в том числе и на стоянках. Для ликвидации этого недостатка иногда устанавливается электродвигатель с питанием от внешней стационарной сети.

На рис. 166 показана типичная схема компрессорной холодильной установки. Компрессор 1 через нагнетательный клапан

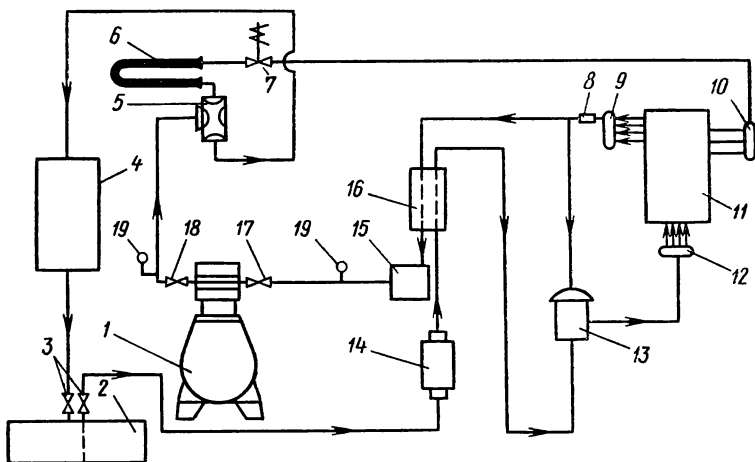


Рис. 166. Схема компрессорной холодильной установки:

1 — компрессор; 2 — баллон; 3 — вентиль; 4 — конденсатор; 5 — распределительный кран; 6 — термоизолированный трубопровод; 7 — соленоидный вентиль; 8 — патрон; 9, 10 и 12 — коллекторы; 11 — испаритель; 13 — расширительный клапан; 14 — влагомаслоотделитель; 15 — аккумулятор; 16 — теплообменник; 17 — клапан; 18 — нагнетательный клапан; 19 — манометр

18 и распределительный кран 5 подает сжатый до давления конденсации парообразный хладагент (фреон 12 или 22) в змеевик конденсатора 4, где он превращается в жидкость, отдавая при этом теплоту окружающей среде. Конденсатор помещен в кожухе и обдувается вентилятором. Затем фреон в жидком состоянии через вентиль 3, баллон 2, влагомаслоотделитель 14, расширительный клапан 13 и коллектор 12 подается в змеевик испарителя 11, где он переходит в газообразное состояние, поглощая при этом теплоту из окружающей среды (от воздуха, прокачиваемого вентилятором через кожух испарителя). После этого газообразный фреон через коллектор 9, патрон 8, теплообменник 16, аккумулятор 15 и клапан 17 засасывается компрессором. Температура в кузове поддерживается постоянной с помощью термостата. При достижении заданной температуры компрессор останавливается, при повышении выше заданной — автоматически включается.

Холодильная компрессорная установка обратима, т. е. может быть использована для обогрева кузова и снятия снеговой «шубы» с испарителя. Для этого переключается распределительный кран 5, и горячий газообразный фреон из компрессора поступает в испаритель 11 через термоизолированный трубо-

провод 6, соленоидный вентиль 7 и коллектор 10. Из испарителя через коллектор 9, патрон 8, теплообменник 16, аккумулятор 15 и клапан 17 фреон засасывается компрессором. Циркуляция горячего фреона по змеевику и испарителю приводит к очищению их от снеговой массы, а в дальнейшем к нагреву и подаче теплого воздуха внутрь кузова, если это необходимо для повышения температуры в нем.

В фургонах-рефрижераторах современных конструкций холодильная установка размещается на передней стенке фургона. Холодильно-силовая часть установки помещается вне кузова, а испаритель и вентилятор вставляются внутрь кузова через проем в передней стенке. В этом случае обеспечивается полное использование площадки и объема фургона и улучшается обдув компрессора и конденсатора во время движения САТС.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Дайте определение, сформулируйте назначение и проведите классификацию автомобилей и автопоездов-фургонов.
2. Перечислите требования к фургонам.
3. Перечислите особенности конструкций кузовов автомобилей и автопоездов-рефрижераторов.
4. Расскажите о способах охлаждения фургонов-рефрижераторов.
5. Опишите рабочий процесс компрессорной холодильной установки.

ГЛАВА XXIII

АВТОМОБИЛЬНЫЕ ПОЕЗДА

Автомобильным поездом (автопоездом) называется автотранспортное средство, состоящее из нескольких элементов (звеньев), соединенных в единое целое разъемными устройствами. Ведущим элементом автопоезда служит автомобиль-тягач, ведомым — полуприцеп, прицеп или роспуск. Возможно наличие нескольких прицепных звеньев.

Применение грузовых автопоездов вместо одиночных автомобилей является наиболее целесообразным способом повышения экономической эффективности автотранспортных средств.

§ 116. КЛАССИФИКАЦИЯ АУТОПОЕЗДОВ И ИХ ПРЕИМУЩЕСТВА

Главным классификационным признаком автопоездов служит тип связи между элементами автопоезда. В зависимости от того, какая сила (вертикальная — часть веса прицепа

или горизонтальная – сила тяги) используется для связи элементов автопоезда, связь эта может быть тяговой или опорной. Тяговая связь используется для соединения автомобиля-тягача с прицепом через тягово-сцепное устройство, в котором основной действующей силой является горизонтальная сила тяги. Опорная связь служит для соединения седельного тягача с полуприцепом с помощью седельно-сцепного устройства, в котором действует как горизонтальная сила тяги, так и вертикальная сила – часть веса прицепа. У автопоезда третьего типа – с роспуском, например у лесовоза, масса груза распределяется между автомобилем-тягачом и роспуском, а тяговое усилие передается через груз и дышло, т. е. связь в этом случае смешанная (опорная и тяговая). При отсутствии груза и буксирования пустого роспуска – связь тяговая.

По назначению автопоезда разделяются на:

общетранспортные для перевозки различных грузов, иногда называемые универсальными или бортовыми (по виду кузова); специализированные для перевозки определенных видов грузов;

специальные для перевозки постоянно смонтированного на них технологического оборудования.

В зависимости от наличия или отсутствия привода к колесам прицепа (полуприцепа) автопоезда бывают с активным или пассивным приводом. Обычно автопоезд состоит из двух основных элементов (звеньев), но могут быть и многозвенные автопоезда с числом звеньев три и более.

По сравнению с одиночным автомобилем применение автопоездов имеет существенные преимущества:

повышается грузоподъемность в 2 раза и более при незначительном снижении средней скорости движения, что обеспечивает соответствующее увеличение производительности;

снижаются эксплуатационные расходы; удельный расход топлива уменьшается на 20...30 %;

уменьшается металлоемкость конструкции. Коэффициент снаряженной массы (отношение снаряженной массы к грузоподъемности) у автопоезда меньше, чем у одиночного автомобиля, на 20...30 %.

Все перечисленные преимущества обеспечивают повышение экономической эффективности.

Как в нашей стране, так и за рубежом применительно к автопоездам действуют различные ограничения. Предельные полные массы автопоездов в СССР зависят от числа осей и допускаемых нагрузок на ось, максимальная полная масса автопоезда при пяти осях и более составляет 40 т (при шести осях

и более – 52 т). Наибольшая ширина автопоезда – 2,5 м, высота 3,8 м. Наибольшая длина двухзвенного автопоезда – 20 м, трехзвенного – 24 м. В большинстве стран Западной Европы допустимая полная масса автопоезда равна 38 т.

Седелные автопоезда имеют преимущественное развитие перед прицепными, так как при равной грузоподъемности обладают меньшей длиной, меньше подвержены вилянию, конструктивно более просты и имеют меньший коэффициент металлоемкости. Вместе с тем седельный автомобиль-тягач без полуприцепа не может использоваться как транспортное средство, а автомобиль-тягач прицепного автопоезда является самостоятельной транспортной единицей.

§ 117. ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИЙ АВТОМОБИЛЕЙ-ТЯГАЧЕЙ

В качестве автомобилей-тягачей используются базовые и модифицированные модели грузовых автомобилей. Автомобили-тягачи должны иметь тягово-сцепные устройства, а также выводы для тормозного привода и подключения электрооборудования прицепа или полуприцепа.

Прицепные автомобили-тягачи по назначению делятся на общетранспортные, балластные и специальные. К числу общетранспортных автомобилей-тягачей можно отнести обычные грузовые автомобили, обладающие достаточным для буксирования прицепов тягово-скоростными и сцепными свойствами. Балластные автомобили-тягачи имеют относительно небольшого размера платформу для размещения балластного груза, необходимого для обеспечения достаточной для буксирования прицепа сцепной массы. Специальные автомобили-тягачи не являются модификацией грузовых автомобилей, а предназначены для буксирования специальных прицепов, в том числе прицепов-тяжеловозов. Примером такого специального автомобиля-тягача может служить МАЗ-537 (МАЗ-543). Седелные автомобили-тягачи, как правило, являются модификациями базовых моделей общетранспортного назначения, но отличаются от них некоторыми конструктивными изменениями. Например, седельный автомобиль-тягач ЗИЛ-130В1 по сравнению с автомобилем ЗИЛ-130 имеет укороченную на 0,5 м базу, что позволило уменьшить габаритную длину автомобиля на 1,4 м, почти на 1 м минимальный радиус поворота, а также собственную массу на 440 кг.

Тягово-сцепное устройство прицепных автомобилей-тягачей служит для соединения и разъединения автомобиля-тягача

с прицепом, а также для передачи тягового усилия от автомобиля-тягача на прицеп. К тягово-сцепным устройствам предъявляют следующие требования:

высокая надежность, что объясняется тяжелыми последствиями, имеющими место при самопроизвольном отсоединении прицепа от автомобиля-тягача. По ГОСТ 2349—75* твердость сопрягаемых поверхностей у тягового крюка должна быть не менее *HRC* 45, а у петли *HRC* 35. Гарантийная наработка тягово-сцепного устройства при эксплуатации автопоезда по дорогам категорий I, II, III должна быть не ниже 25 тыс. км пробега;

обеспечение соответствующей гибкости автопоезда, определяемой величинами углов поворота оси дышла прицепа относительно продольной оси автомобиля-тягача. По ГОСТ 2349—75* при снятых задних буферах автомобиля-тягача углы гибкости должны быть в вертикальной плоскости для многоцелевых автомобилей высокой проходимости не менее 62°, а для автомобилей общетранспортного назначения — не менее ±40°, а в горизонтальной плоскости — не менее 55°. По международному стандарту ИСО 1102—75 тягово-сцепное устройство шкворневого типа должно обеспечить в вертикальной плоскости угол гибкости не менее ±20°, в горизонтальной — не менее ±75°, вокруг продольной оси сцепного устройства — не менее ±25°;

возможность быстрой и безопасной сцепки и расцепки; амортизацию нагрузок в тягово-сцепном устройстве при движении автопоезда, уменьшение этих нагрузок и придание им благоприятного характера.

Обычно тягово-сцепное устройство состоит из разъемно-сцепного механизма, амортизационно-поглощающего механизма и деталей крепления. Основным классификационным признаком тягово-сцепных устройств является конструкция основной сопрягаемой пары. По этому признаку тягово-сцепные устройства делятся на крюковые (пара крюк — петля), шкворневые (пара шкворень — петля), шаровые (пара шар — петля). Дополнительным классификационным признаком служит тип упругого элемента амортизационно-поглощающего механизма, в котором нашли применение витые цилиндрические пружины, резиновые элементы и кольцевые пружины.

Наиболее распространенными тягово-сцепными устройствами в нашей стране являются крюковые устройства с резиновым упругим элементом. На рис. 167 в качестве типичной показана конструкция тягово-сцепного устройства прицепного автомобиля-тягача КамАЗ-5320. Основой разъемно-сцепного

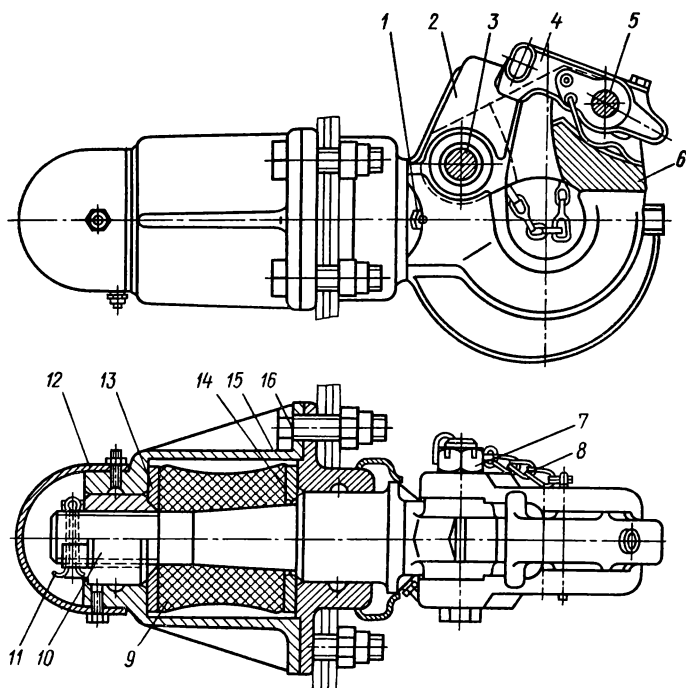


Рис. 167. Тягово-сцепное устройство автомобиля-тягача КамаЗ-5320:
 1 – масленка; 2 – крюк; 3 – ось зашелки крюка; 4 – собачка зашелки; 5 – ось зашелки; 6 – зашелка; 7 – гайка; 8 – цепочка шплинта; 9 – упругий элемент; 10 – гайка крюка; 11 – шплинт; 12 – защитный кожух; 13 и 14 – шайбы; 15 – корпус; 16 – крышка корпуса

механизма служит крюк, на котором установлена зашелка, стопорящаяся собачкой и шплинтом, что препятствует самопроизвольному выходу петли дышла прицепа из зацепления с крюком. Стержень крюка установлен в двух подшипниках скольжения корпуса и крышки, что обеспечивает поворот крюка вокруг оси и перемещение стержня в продольном направлении. Внутри корпуса помещен резиновый элемент, предварительно сжатый между двумя шайбами с помощью гайки стержня. Это необходимо для исключения зазора и более благоприятных условий работы сцепного устройства.

Крюковые тягово-сцепные устройства обладают рядом достоинств: простотой конструкции и изготовления, низкой стоимостью, небольшой массой. Вместе с тем имеются и недостатки – быстрое изнашивание и ограниченный срок службы;

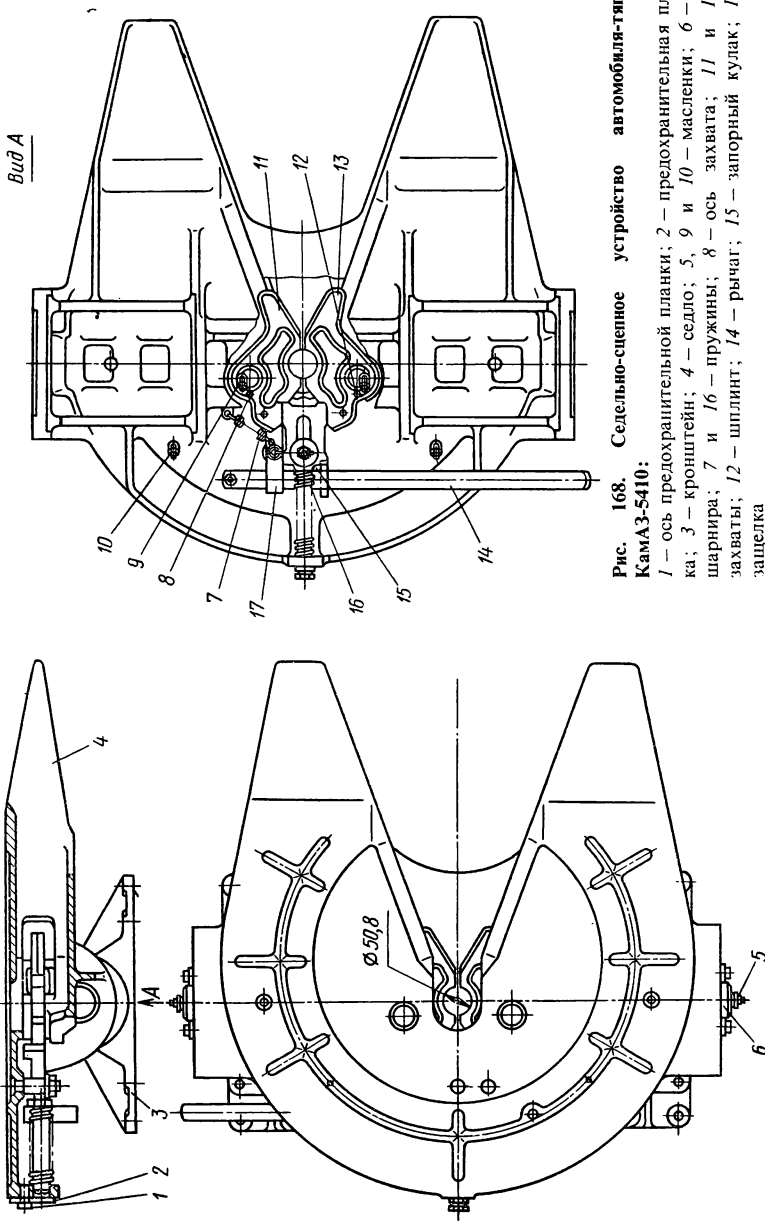
сравнительно большая трудоемкость и опасность выполнения операций по сцепке и расцепке автопоезда. Значительный износ зева ослабляет прочность крюка, что может привести к его поломке; зазор в паре крюк – петля постоянно увеличивается при эксплуатации. Стремление избавиться от этих недостатков привело к установке на последних отечественных автомобилях-тягачах (КамАЗ-53212) шкворневых тягово-сцепных устройств. Достоинствами тягово-сцепных устройств этого типа являются: ускорение, упрощение и безопасность операций по сцепке и расцепке автопоезда; обеспечение беззазорности или очень малого зазора у сопрягаемой пары. Недостатком шкворневого тягово-сцепного устройства является трудность обеспечения достаточной гибкости автопоезда и некоторое усложнение конструкции.

Седельно-сцепное устройство – совокупность механизмов и деталей, служащих для соединения и разъединения автомобиля-тягача с полуприцепом, а также для передачи значительного вертикального усилия от полуприцепа на автомобиль-тягач и тягового усилия от автомобиля-тягача на полуприцеп. Седельно-сцепное устройство должно обеспечивать:

необходимую гибкость автопоезда. По ГОСТ 12105–74* углы гибкости должны составлять в вертикальной плоскости – не менее 8° , в горизонтальной плоскости – не менее 90° при поперечном наклоне полуприцепа относительно автомобиля-тягача (при наличии третьей степени свободы) на угол 3° ;

быстроту и безопасность сцепки и расцепки автопоезда, для чего седельно-сцепное устройство должно иметь автоматический или полуавтоматический разъемно-сцепной механизм; высокую надежность в работе.

Седельно-сцепное устройство обычно состоит из разъемно-сцепного механизма, механизма гибкости и деталей крепления. Основным классификационным признаком седельно-сцепных устройств является конструкция основной сопряженной пары. По этому признаку различаются шкворневые устройства и роликовые. Шкворневые седельно-сцепные устройства бывают: одно- и двухзахватные, автоматические и полуавтоматические, не обеспечивающие и обеспечивающие устранение зазора с ручной или автоматической регулировкой зазора. Наибольшее распространение имеет двухзахватное, полуавтоматическое, без устранения зазора седельно-сцепное устройство, устанавливаемое на всех отечественных седельных автомобилях-тягачах и на 93...95% зарубежных. В качестве примера конструкции на рис. 168 показано седельно-сцепное устройство автомобиля-тягача КамАЗ-5410.



Вид А

Рис. 168. Седельно-сценое устройство автомобиля-тягача КамАЗ-5410:
 1 — ось предохранительной планки; 2 — предохранительная планка; 3 — кронштейн; 4 — седло; 5, 9 и 10 — маслолки; 6 — ось шарнира; 7 и 16 — пружины; 8 — ось захвата; 11 и 13 — захваты; 12 — шплинт; 14 — рычаг; 15 — запорный кулак; 17 — зашелка

На подрамнике, прикрепленном к раме автомобиля-тягача болтовым соединением, закреплены два кронштейна 3, в проушины которых с резинометаллическими втулками входят две оси седла 4. Такое соединение обеспечивает свободный поворот седла в продольной плоскости, а следовательно, и вертикальную гибкость автопоезда. Резинометаллические втулки снижают динамические нагрузки от полуприцепа на раму автомобиля-тягача и допускают поперечный наклон седла до 3°. Разъемно-сцепной механизм расположен под седлом, состоит из двух захватов 11 и 13, установленных на осях 8, запорного кулака 15 со штоком и пружиной 16, защелки 17 с пружиной 7, рычага 14, предохранительной планки 2, установленной на оси 1. В заднем положении запорного кулака его боковые грани фиксируют захваты в закрытом состоянии. Пружина штока противодействует перемещению кулака в переднее положение, кроме того, шток запорного кулака упирается в закрытую предохранительную планку, и таким образом гарантируется невозможность саморасцепки автопоезда. Горизонтальная гибкость автопоезда обеспечивается возможностью поворота шкворня в захватах. Для расцепки автопоезда необходимо повернуть предохранительную планку и отвести кулак 15 рычагом 14 в переднее положение, в котором он фиксируется защелкой 17. Захваты раскрываются и освобождают кулак, а последний под действием пружины штока перемещается назад и упирается в затылок захватов. При сцепке, после входа в захваты, дальнейшее перемещение шкворня приводит к упору его в кромки рабочего отверстия захватов, что вызывает их закрытие. При этом кулак входит в пазы захватов и фиксирует их в этом положении, после чего следует повернуть предохранительную планку.

Ниже приведена краткая техническая характеристика седельных автомобилей-тягачей.

Марка автомобиляЗИЛ-130В1	КамАЗ-5410	КамАЗ-5412	МАЗ-5432	МАЗ-6422
Колесная формула . . .	4 × 2	6 × 4	6 × 4	4 × 2	6 × 4
Масса, приходящая на седельно-сцепное устройство, т	6,4	8,1	11,0	9,0	14,7
Полная масса автопоезда, т	18,485	26,125	33,325	34,0	48,0
Полная масса автомобиля-тягача, т	10,485	15,125	18,325	16,0	24,0
Полная масса полуприцепа, т	14,4	19,1	26,0	27,0	38,7

ДвигательЗИЛ-130, кар- бюраторный, V-8	КамАЗ-740, дизель, V-8	ЯМЗ-238Е дизель, V-8 с турбо- наддувом	ЯМЗ-238Ф
Максимальная мощность, кВт	110,3	154,4	198,7	235,5
Максимальная скорость, км/ч	80	80...100*	88	85
Контрольный расход топлива на 100 км при скорости 60 км/ч, л	30**	35	32,5	45,5

* В зависимости от передаточного числа главной передачи.

** При скорости 50 км/ч.

§ 118. КЛАССИФИКАЦИЯ ПРИЦЕПНОГО СОСТАВА

Прицепы и полуприцепы по назначению делятся на общетранспортные (универсальные) и специализированные. Главным классификационным конструктивным признаком прицепов и полуприцепов является число осей. В настоящее время у нас используются одно-, двух- и трехосные прицепы и полуприцепы.

Прицепы-тяжеловозы могут быть многоосными.

По конструкции поворотного устройства прицепы делятся на две группы: с управляемыми колесами и с поворотной осью (тележкой). Полуприцепы также могут иметь неуправляемые и управляемые колеса или поворотные оси (тележки) и, кроме того, самоустанавливающиеся колеса. У автопоезда с активным приводом колеса прицепа или полуприцепа имеют привод от двигателя автомобиля-тягача, у автопоезда с пассивным приводом — не имеют. Автомобильная промышленность нашей страны выпускает прицепной состав широкой номенклатуры.

Общие технические требования к прицепному составу сформулированы в ГОСТ 3163—76* (41 пункт), важнейшими из которых являются:

весовые параметры и габаритные ограничения прицепного состава;

присоединительные размеры полуприцепов должны удовлетворять рекомендациям ГОСТ 12105—74*;

конструкция прицепа или полуприцепа должна быть рассчитана на возможность движения автопоезда со скоростью, соответствующей максимальной скорости движения автомобиля-тягача;

отклонение прицепа в составе автопоезда при вилянии в

каждую сторону должно быть не более 3% его габаритной ширины.

Одним из главных показателей, характеризующих качество конструкции, является коэффициент использования массы. Чем больше коэффициент использования массы, тем совершенней конструкция автотранспортного средства.

§ 119. КОМПОНОВОЧНЫЕ СХЕМЫ И ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИЙ ПРИЦЕПОВ И ПОЛУПРИЦЕПОВ

Одноосные прицепы обычно имеют расположение центра масс вблизи оси колес, что обеспечивает незначительную вертикальную нагрузку от дышла прицепа на тягово-сцепное устройство автомобиля-тягача (допускается нагрузка не более 500 Н). Грузоподъемность одноосных прицепов колеблется в широких пределах и ограничивается допускаемой осевой нагрузкой. Дышло одноосного прицепа подвержено дополнительной нагрузке, и поэтому оно обычно делается более прочным. У легких прицепов применяются стояночные опоры с дискретно-регулируемой высотой, у более тяжелых — опоры домкратного типа.

Автопоезда с одноосными прицепами обладают минимальной собственной массой, хорошей маневренностью, в том числе при заднем ходе. При грузоподъемности в пределах 3...5 т одноосные прицепы имеют меньшую, чем двухосные, массу на 200—700 кг. Коэффициент использования массы одноосных прицепов при изменении грузоподъемности с 0,2 до 5 т увеличивается вдвое — с 1,66 до 3,33.

В нашей стране одноосные прицепы выпускаются для легковых автомобилей, в виде цистерн, самосвалов и для монтажа технологического оборудования.

Двухосные прицепы имеют наибольшее распространение из-за относительной простоты конструкции. Грузоподъемность двухосных прицепов колеблется в пределах 4...15 т. Большинство двухосных прицепов высокорамные и имеют поворотную тележку с углом поворота не менее $\pm(90 \dots 120)^\circ$. Управляемые передние колеса используются на низкорамных прицепах. У прицепов с большой базой все колеса или оси делаются поворотными.

Опорами поворотных тележек служат, как правило, поворотные круги. Рамы прицепов обычно имеют ровные без изгибов лонжероны, иногда используются гнутые лонжероны, что позволяет несколько снизить погрузочную высоту. Подвески

прицепов в большинстве случаев зависимые на продольных полуэллиптических рессорах; тормозные механизмы барабанного типа с пневматическим приводом управления; колеса и шины обычно такие же, как у основного автомобиля-тягача; платформы деревянные с металлическим каркасом или цельнометаллические. Ниже приведены краткие технико-эксплуатационные характеристики двухосных прицепов общетранспортного назначения.

Марка прицепа	ГКБ-8350	СЗАП-8352	МАЗ-8378
Основной автомобиль-тягач	КамАЗ-5320	КамАЗ-53212	МАЗ-53352
Грузоподъемность, т	8,0	10,0	14,7
Собственная масса, т	3,5	3,7	5,3
Полная масса, т	11,5	13,7	20,0
Площадь платформы, м ²	14,5	14,85	20,19
Максимальная скорость, км/ч . . .	80	80	85
Коэффициент использования массы	2,28	2,7	2,8

Трехосные прицепы общетранспортного назначения получили неширокое распространение, в основном как тракторные и тяжеловозы. Грузоподъемность трехосных прицепов находится в пределах 11...17 т. Трехосные прицепы характеризуются большим разнообразием конструктивных решений и компоновочных схем, причем основное различие состоит в числе и расположении поворотных осей, колес (рис. 169, *а*). На этих прицепах используются поворотные и самоустанавливающиеся оси, управляемые колеса (на схемах зачернены).

Первые трехосные прицепы были выполнены по схеме 5 по аналогии со схемой трехосного автомобиля; однако при длинной базе такая схема имеет существенные недостатки: недогрузку колес задней тележки при одинаковых размерах шин на всех осях, интенсивное изнашивание шин и большую габарит-

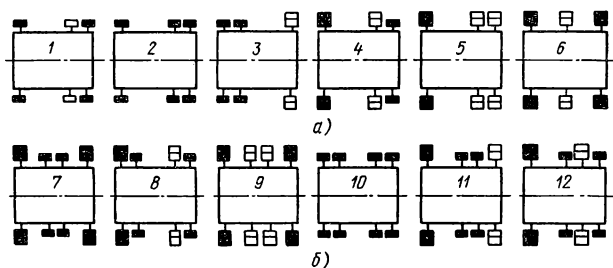


Рис. 169. Компоновочные схемы многоосных прицепов:
а — трехосных; *б* — четырехосных

ную ширину автопоезда при поворотах. С целью равномерной загрузки шин применяют задние двухосные тележки, у которых второй мост имеет одинарные, а первый — сдвоенные колеса (схема 4). Такое размещение сдвоенных колес уменьшает габаритный коридор автопоезда на повороте. Для замедления изнашивания шин задней тележки при поворотах второй мост тележки делается самоустанавливающимся. При использовании схемы 6 равномерная и максимальная загрузка всех колес достигается равномерным расположением всех мостов по длине прицепа. Однако при этом необходимо иметь как минимум два поворотных моста для уменьшения момента сопротивления и изнашивания шин при поворотах. Схемы 1 и 3 с двумя поворотными мостами или с одним из них самоустанавливающимся позволяют уменьшить минимальный радиус поворота и поворотную ширину прицепа, а использование схемы 2 со всеми поворотными мостами или управляемыми колесами обеспечивает движение прицепа по колею автомобиля-тягача.

Поскольку у трехосных прицепов грузоподъемность выше, чем у двухосных, коэффициент использования массы у них достигает 3,2.

Четырехосные прицепы обычно имеют допустимую полную массу 22 т, что обеспечивает грузоподъемность прицепа 16...17 т. По расположению тележек четырехосные прицепы можно разделить на три группы (см. рис. 169, б): передняя и задняя тележки двухосные (схемы 8 и 10); передняя тележка одноосная, задняя — трехосная (схемы 11 и 12); передняя и задняя тележки одноосные, а двухосная тележка расположена между ними (схемы 7 и 9). Для четырехосных прицепов вопросы, связанные с поворотливостью, еще более сложны, чем для трехосных, поэтому, как видно из приведенных компоновочных схем, число поворотных тележек или осей может быть от двух до четырех. На четырехосных прицепах также нашли применение самоустанавливающиеся оси. Коэффициент использования массы четырехосных прицепов достигает 3,44.

Одноосные полуприцепы применяются главным образом для внутригородских перевозок. Они отличаются высокой маневренностью и простотой обслуживания. В нашей стране имеются два одноосных полуприцепа общетранспортного назначения: ОдАЗ-885 для автомобиля-тягача ЗИЛ-130В1 и МАЗ-5245 для автомобиля-тягача МАЗ-504А. С 1961 г. выпускается полуприцеп МАЗ-9380 для автомобиля-тягача МАЗ-5429, с техническими характеристиками, близкими к МАЗ-5245.

Рама полуприцепа ступенчатого типа, трехъярусная. Верхняя

часть рамы состоит из лонжеронов швеллерного сечения и служит основанием платформы. Лонжероны связаны поперечинами и имеют различные усиления. Нижняя часть рамы также имеет швеллерные лонжероны и поперечины. К ней крепятся кронштейны подвески, опорных устройств и их растяжек. Верхняя и нижняя части рамы соединяются пластинами связи, а между ними установлены омегаобразные поперечины и боковые раскосы. Все соединения рамы сварные. Подвеска полуприцепа зависимая на продольных полуэллиптических рессорах с подпрессорниками. Ось полуприцепа трубчатого сечения с впрессованными в нее цапфами и приваренными к ней рессорными площадками и фланцами крепления суппортов тормоза. Опорное устройство служит для удержания отцепленного от автомобиля-тягача полуприцепа в горизонтальном положении, а также для регулирования положения передней части полуприцепа по высоте для обеспечения сцепки и расцепки полуприцепа с автомобилем-тягачом. Полуприцеп оборудован рабочей и стояночной тормозными системами. Привод рабочей системы пневматический, стояночной – механический от рычага, расположенного на правом лонжероне рамы. Платформа полуприцепа имеет деревянные откидные боковые и задний борта. Передний борт платформы металлический и выполнен полукруглым, что увеличивает жесткость.

Коэффициент использования массы отечественных одноосных полуприцепов общетранспортного назначения при грузоподъемности 7,5...13,5 т равен 3,6...4,5.

Двухосные полуприцепы получили наибольшее распространение. На рис. 170, *a* показаны возможные компоновочные схемы двухосных полуприцепов. Наибольшее применение имеет схема *1* с двухосной неповоротной тележкой и сближенными осями. По этой схеме выполнены все основные отече-

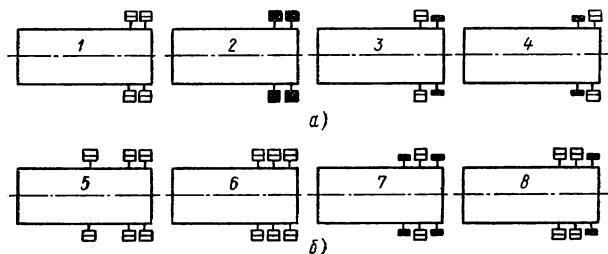


Рис. 170. Компоновочные схемы полуприцепов:
a – двухосных; *б* – трехосных

ственные полуприцепы: КАЗ-717, ОдаЗ-9370, МАЗ-5205А, а также новые полуприцепы МАЗ-9397, МАЗ-9398 к автомобилям-тягачам семейства МАЗ-6422. Конструктивным вариантом схемы 1 является схема с двумя раздвинутыми осями, что позволяет полностью использовать предельную нагрузку на одну ось и обеспечивает повышение грузоподъемности на 2...4 т (при предельной нагрузке на одиночную ось 10 т). Однако при этом возникает большой момент сопротивления повороту и, как следствие, интенсивное изнашивание шин. Для исключения этого недостатка и более полного использования несущей способности шин применяются схемы 3 и 4 с одинарным самоустанавливающимся мостом, расположенным впереди или позади неповоротного моста со сдвоенными колесами. При большой базе полуприцепа для улучшения вписывания в криволинейные участки дороги задняя тележка делается поворотной (схема 2). Конструкция поворотного круга обычно такая же, как у поворотной тележки прицепов; поворотное устройство может быть с механическим или гидравлическим приводом, срабатывающим от угла поворота между продольными осями автомобиля-тягача и полуприцепа, образующимися при повороте автопоезда.

Наиболее типичным двухосным полуприцепом является ОдаЗ-9370 (рис. 171). Рама полуприцепа сварная и состоит из двух лонжеронов переменного сечения и поперечин. Подвеска балансирная, рессорная и унифицирована с задней тележкой автомобиля-тягача КамАЗ-5320. Колеса и шины также взаимозаменяемы с колесами и шинами автомобиля-тягача. Опорное устройство механического типа с двухскоростным механизмом подъема, что снижает в 2 раза время подготовки к сцепке-расцепке по сравнению с односкоростным. Рабочая тормозная система действует на все колеса полуприцепа и имеет пневмати-

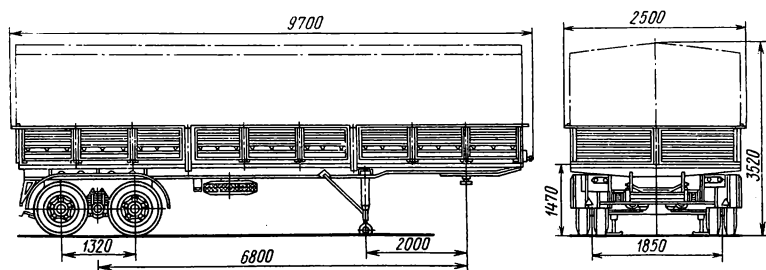


Рис. 171. Компоновочная схема полуприцепа ОдаЗ-9370

ческий привод; стояночная тормозная система с механическим приводом действует также на все колеса полуприцепа. Платформа металлическая, задний и боковые борта откидные. Панели бортов и настил пола выполнены из гофрированного стального листа.

Ниже приведены краткие технические характеристики двухосных полуприцепов.

Марка полуприцепа	ОдАЗ-9370	МАЗ-5205	МАЗ-9397	МАЗ-9398
Основной автомобиль-тягач	КамАЗ-5410	МАЗ-504В	МАЗ-5432	МАЗ-6422
Грузоподъемность, т	14,2	20	21	26
Собственная масса, т	4,0	5,7	6	6,5
Полная масса, т	19,1	25,7	27	32,7
Площадь платформы, м ²	21,3	23,1	27	29,47
Максимальная скорость, км/ч	80 – 100	85	85	85
Коэффициент использования массы	3,55	3,5	3,5	4,03

Трехосные полуприцепы обеспечивают увеличение грузоподъемности автопоездов. Компоновочные схемы этих полуприцепов также отличаются большим разнообразием (см. рис. 170, б).

Схемы 5 и 6 имеют неповоротные оси и отличаются плохой маневренностью и ускоренным изнашиванием шин. Схема 5 обеспечивает более высокую грузоподъемность тележки за счет вынесения вперед одного из мостов, который для уменьшения изнашивания шин поднимается при движении автопоезда без груза. Схема 8 имеет задний поворотный мост с принудительным поворотом или самоустанавливающийся. Существенное повышение маневренности достигается при применении схемы 7. Новый отечественный седельный автомобиль-тягач МАЗ-6422 может эксплуатироваться с трехосными полуприцепами – контейнеровозом МАЗ-9389 и общетранспортного назначения с тентом МАЗ-9396.

Трехосный полуприцеп-контейнеровоз МАЗ-9389 предназначен для перевозки одного или двух контейнеров по дорогам, допускающим осевую нагрузку 10 т. Ниже приведены его основные технические данные.

Масса перевозимого груза, т	32,5
Масса снаряженного полуприцепа, т	6,3
Полная масса полуприцепа, т	39,0
Максимальная скорость, км/ч	85
Коэффициент использования массы	5,15

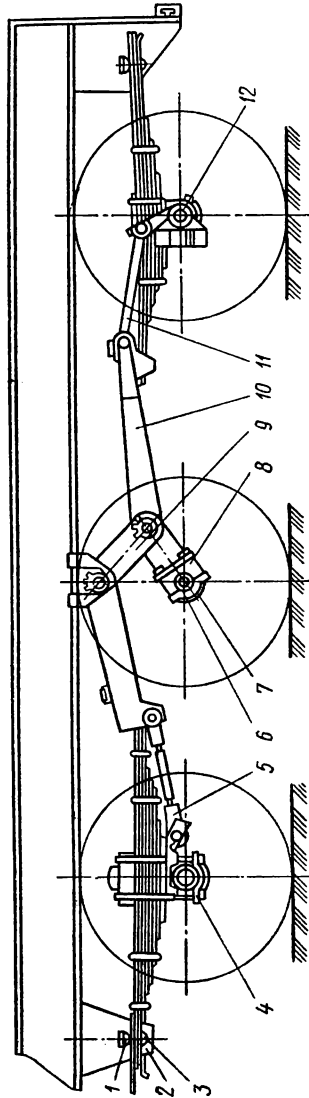


Рис. 172. Подвеска полуприцепа МАЗ-9389:

1 — вкладыш; 2 — боковой вкладыш; 3 — распорная втулка; 4 — передняя ось; 5 — регулируемая штанга; 6 — средняя ось; 7 — нижняя накладка; 8 — верхняя накладка; 9 — передний балансир; 10 — задний балансир; 11 — регулируемая штанга; 12 — задняя ось

Рама полуприцепа сварная из лонжеронов двутаврового сечения и несущих поперечин прямоугольного сечения. К лонжеронам приварены кронштейны подвески с осью балансира, буфер безопасности, упор и кронштейны опорных устройств.

Опорное устройство представляет собой два винтовых домкрата, находящихся в передней части полуприцепа и соединенных между собой промежуточным валом. Правое опорное устройство отличается от левого наличием дополнительного двухскоростного редуктора, который обеспечивает ускоренный подъем и опускание катков опорных устройств на холостом ходу (до соприкосновения катков с землей), а также подъем и опускание полуприцепа.

Подвеска (рис. 172) полуприцепа балансирного типа состоит из двух передних и двух задних рессор, закрепленных средними частями с помощью стремянок и гаек на переднем и заднем мостах. Передние балансиры закреплены с помощью гаек и шайб шарнирно на оси, приваренной к раме. К задним концам передних балансиров шарнирно крепятся средними частями задние балансиры с помощью осей, гаек и шайб. Задние балансиры крепятся жестко болтами и накладкой к промежуточному мосту. Тяговое усилие передается от рамы на промежуточный мост через балансиры, на передний и задний мосты через реактивные штанги. Концы рессор опираются на вкладыши. На концах балансиров и на верхней накладке переднего моста закреплены резиновые буфера, служащие для ограничения ходов подвески. Передние балансиры могут свободно поворачиваться в бронзовых втулках на оси, приваренной к раме полуприцепа.

Из трех мостов полуприцепа передний и промежуточный имеют сдвоенные колеса, а задний — одинарные. Колеса заднего моста выполнены самоустанавливающимися. Задний мост полуприцепа (рис. 173) конструктивно выполнен аналогично переднему управляемому мосту автомобиля. Развал и сходжение колес сохранены, но другие углы установки отсутствуют. Шкворень установлен вертикально, однако имеет плечо выноса вперед относительно оси колеса. На поперечной тяге рулевой трапеции закреплена траверса механизма блокировки, а к рычагам трапеции подсоединены гидравлические амортизаторы, гасящие колебания колес относительно шкворней. Стопор механизма блокировки при движении автопоезда задним ходом и при скорости выше 30 км/ч должен находиться в крайнем нижнем положении, т. е. колеса должны быть заблокированы. Для этого электромагнит, включаемый из кабины водителя, притягивает толкатель с якорем и открывает клапан. Сжатый

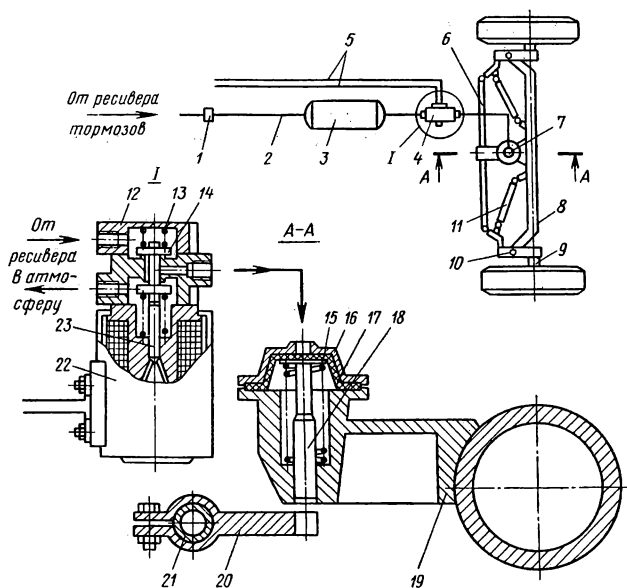


Рис. 173. Задняя самоустанавливающаяся ось и механизм блокировки:

1 — обратный клапан; 2 — воздухопровод; 3 — ресивер; 4 — электропневмоклапан; 5 — электропровод; 6 — рулевая трапеция; 7 — камера; 8 — балка оси; 9 — поворотная цапфа; 10 — шкворень; 11 — гидравлический стабилизатор; 12 — корпус клапана; 13 и 15 — пружины; 14 — толкатель; 16 — крышка; 17 — мембрана; 18 — стопор; 19 — кронштейн; 20 — траверса; 21 — поперечная тяга; 22 — электромагнит; 23 — толкатель с якорем

воздух поступает из ресивера в камеру и, нажимая на мембрану, вводит стопор в отверстие траверсы, прикрепленной к поперечной тяге. При движении автопоезда вперед со скоростью менее 30 км/ч и на поворотах клапан закрывается, сжатый воздух из камеры выходит в атмосферу, и стопор под действием пружины поднимается вверх — колеса разблокируются. Колеса полуприцепа бездисковые; размер обода 8,5–20; шины 300–508, модель И109Б. Давление воздуха в шинах колес переднего и промежуточного мостов 0,6 МПа, заднего — 0,75 МПа.

Полуприцеп оборудован рабочей и стояночной тормозными системами: тормозные механизмы барабанного типа; привод тормозов пневматический, двухпроводный с регулятором тормозных усилий, действующим от нагрузки; стояночный тормоз имеет тросовый привод к тормозным механизмам двух передних осей, рукоятка привода расположена с левой стороны полуприцепа.

§ 120. ПРИЦЕПЫ И ПОЛУПРИЦЕПЫ-ТЯЖЕЛОВОЗЫ

Прицепы и полуприцепы-тяжеловозы предназначены для перевозки неделимых крупногабаритных, в том числе негабаритных и тяжеловесных грузов. К этим грузам относятся различные строительные подвижные, дорожные, землеройные машины, агрегаты, машины и оборудование промышленных объектов, неделимые строительные блоки и конструкции.

В качестве основного классификационного признака тяжеловозов принимается масса перевозимого груза. По этому признаку тяжеловозы условно разделяются на три группы: грузоподъемностью до 30, от 30 до 100, свыше 100 т. Первая группа тяжеловозов по своим габаритным и весовым параметрам близка к АТС общетранспортного назначения, что обеспечивает возможность их движения в общем транспортном потоке на автомобильных дорогах общей сети. Вторая группа прицепов-тяжеловозов отличается увеличенными габаритными размерами, повышенной полной массой и осевыми нагрузками, увеличенным числом осей и колес, требует специальных автомобилей-тягачей (одного или нескольких) и соответствующих мероприятий при организации их движения по маршрутам; третья группа прицепов-тяжеловозов относится к особо большой грузоподъемности и предназначена для перевозки сверхтяжелых уникальных грузов.

Полуприцепы-тяжеловозы обычно имеют грузоподъемность до 60 т и поэтому относятся в основном к первой и частично ко второй весовой группе. В нашей стране полуприцепы-тяжеловозы выпускаются с подкатными тележками, что дает возможность в случае необходимости превращать их в прицепы-тяжеловозы. Прицепы-тяжеловозы входят в состав всех трех весовых групп.

Большое количество видов и типов перевозимого груза, различия в форме, массе и габаритных размерах его привели к весьма широкому разнообразию типов, видов и конструкций прицепов и полуприцепов-тяжеловозов. В СССР выпускается целый ряд тяжеловозов грузоподъемностью от 20 до 120 т. Созданы и используются для единичных перевозок уникальные автопоезда-тяжеловозы грузоподъемностью до 300 т.

К конструкциям прицепов и полуприцепов-тяжеловозов предъявляются следующие специфические требования:

максимальное снижение собственной массы и в особенности нагрузок на оси и колеса для обеспечения сохранности автомобильных дорог;

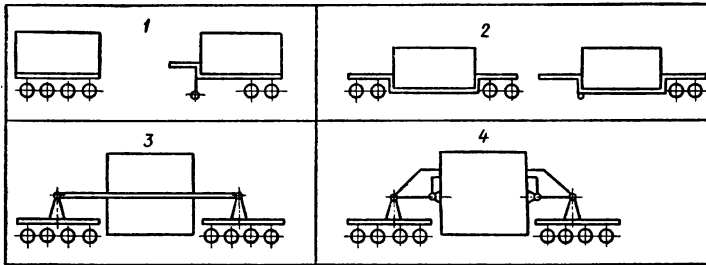


Рис. 174. Компонентные схемы прицепов и полуприцепов-тяжеловозов

оптимальная конструкция рамы и грузонесущей части – для наиболее удобного размещения груза;

минимальные габаритные размеры – для максимального вписывания в габаритные ограничения дорог;

наименьшая погрузочная высота – для удобства погрузки и разгрузки и обеспечения устойчивости движения;

повышенная маневренность – для обеспечения движения по дорогам общей сети и легкости процессов погрузки и разгрузки;

наличие устройств для облегчения погрузочно-разгрузочных работ.

Компонентные схемы прицепов и полуприцепов-тяжеловозов в основном определяются взаимным расположением рамы и колес (рис. 174). Схема 1 – рама над колесами, отличается простотой конструкции, наименьшей длиной. Недостатки – высокая погрузочная высота (до 1,5 м и более) и ухудшенная устойчивость из-за повышенного расположения центра масс. По конструкции рама может быть ровной и ступенчатой. Тяжеловозы с ровной рамой обычно выполняются в виде прицепов, а со ступенчатой могут быть и полуприцепами, и прицепами.

Ступенчатая рама имеет плоскую грузонесущую часть и расположенную выше ее уровня ступеньку, опирающуюся на поворотную тележку. Благодаря этому снижается погрузочная высота, но увеличивается общая длина прицепа. Прицепы с ровной рамой могут иметь переднюю и заднюю поворотные тележки с согласованным управлением, что в сочетании с переставным дышлом позволяет повысить маневренность автопоезда. Ровная рама обеспечивает равную нагрузку на оси. Кроме того, при жестком последовательном и параллельном соединении нескольких прицепов возможно создание прицепа с соответствующей кратной грузоподъемностью.

Схема 2 — рама между передними и задними колесами (низкорамные прицепы-тяжеловозы). При полуприцепе ступенчатый элемент рамы опирается на автомобиль-тягач. Прицеп имеет две одинаковые тележки. Достоинства схемы — небольшая погрузочная высота и улучшенная устойчивость. Основным недостатком — повышенная длина. Низкорамные прицепы обычно выполняются симметричными — с передней и задней управляемыми тележками, связанными поворотными устройствами, что позволяет при перестановке дышла буксировать прицеп в обратном направлении. Схема 2 используется для всех трех групп прицепов-тяжеловозов. У некоторых прицепов-тяжеловозов при погрузочно-разгрузочных работах тележки откатываются от грузонесущей части. Опускание и подъем рамы осуществляется при этом гидropодъемниками или домкратами, встроенными в раму.

Схема 3 — рама в виде двух лонжеронов, к которым подвешивается груз, с опорой концов рамы на две тележки. Схема 4 — безрамной конструкции. Груз подвешивается к кронштейнам и составляет с ними единую несущую конструкцию. Кронштейны опираются на две тележки. Достоинства схем — наиболее низкое расположение груза относительно поверхности дороги (повышенная устойчивость, облегчение погрузочно-разгрузочных работ). Недостаток — узкая специализация (прицеп для конкретного груза). По этим схемам обычно выполняются прицепы-тяжеловозы третьей группы грузоподъемности.

Основными частями тяжеловозов являются рама, тележки, поворотное устройство, тормозная система, система электрооборудования, погрузочно-разгрузочные устройства. Рама, расположенные над колесами, наиболее просты даже при ступенчатой форме. У низкорамных прицепов грузонесущая часть выполняется обычно в виде платформы. Ступенчатые элементы образуются Г-образными концами лонжеронов, расположенными над тележками прицепа. При такой конструкции из-за боковой загрузки погрузочно-разгрузочные работы затруднены. Для исключения этого недостатка используются разъемные рамы, которые одновременно могут обеспечить возможность регулирования ширины и длины прицепа.

Лонжероны рамы прицепов-тяжеловозов по схеме 3 обычно составные, что обеспечивает удобство транспортирования их по железной дороге. У отечественного прицепа-тяжеловоза грузоподъемностью 300 т полубалки лонжеронов имеют коробчатое сечение и выполнены из стальных листов толщиной до 30 мм. В нижней части каждой полубалки имеются приваренные

проушины, в которые помещается шкворень, соединяющий обе полубалки в лонжерон. В верхних частях полубалок приварены упоры, которые скрепляются после сборки лонжерона болтами. Груз укладывается на подвесы, прикрепленные к лонжеронам. Для рам прицепов-тяжеловозов используются низколегированные стали, обладающие хорошей свариваемостью и ковкостью.

Тележки прицепов-тяжеловозов принципиально имеют такие же составные части, что и тележки прицепов общетранспортного назначения, однако обычно они конструктивно усложнены. Тележки прицепов-тяжеловозов первой группы грузоподъемности, как правило, имеют неразрезные оси с четырьмя колесами и осевую нагрузку до 10 т. В тележках прицепов-тяжеловозов большей грузоподъемности используются разрезные оси с большим числом колес. Такие «качающиеся» оси обеспечивают равномерную нагрузку колес и достаточно высокую приспособляемость к профилю дороги. Однако «качающиеся» оси затрудняют доступ к внутренним колесам, и для их замены требуется подъем прицепа, а иногда и его переворачивание. В зависимости от грузоподъемности прицепа тележка имеет одну, две или несколько осей, а также может быть поворотной или неповоротной. И те и другие могут иметь поворотные и неповоротные колеса. Одноосные и двухосные тележки бывают подкатными. Многоосные поворотные тележки используются у прицепов-тяжеловозов третьей группы грузоподъемности. Необходимость равномерного распределения нагрузки на колеса вызывает применение балансирной подвески, причем при большом количестве колес используется не механическая, а гидравлическая подвеска. Поскольку она не является упругой, то ограничивает скорость движения тяжеловоза. Для быстросходных тяжеловозов применяют гидропневматическую подвеску. Поворотным устройством называется совокупность деталей и механизмов, служащая для обеспечения криволинейного движения прицепа. Простейшим поворотным устройством является поворотный круг, конструктивно представляющий собой увеличенный радиально-упорный шариковый подшипник. В таком поворотном круге все усилия от тележки на раму передаются через шарики. Поворотный круг применяется в качестве основного поворотного устройства для одноосных и двухосных поворотных тележек прицепов-тяжеловозов. Многоосные тележки могут быть поворотными и неповоротными; и те и другие должны иметь поворотные оси или колеса. При этом поворотное устройство значительно усложняется и превращается в систему управления.

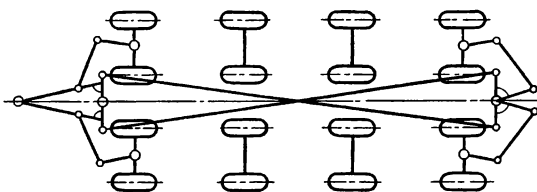


Рис. 175. Схема системы управления прицепов-тяжеловозов ЧМЗАП-5530

В зависимости от причины срабатывания системы управления прицепов-тяжеловозов делятся на автоматические и ручные; и те и другие по способу воздействия на поворотные колеса могут быть непосредственного воздействия и с усилением. По виду используемой энергии системы управления бывают механическими, гидравлическими, электрическими и комбинированными. По времени срабатывания элементов системы управления разделяют на синхронные и корректирующие (с задержкой).

Примером автоматической системы управления механического типа, синхронной, непосредственного воздействия может служить схема, применяемая на прицепе-тяжеловозе ЧМЗАП — 5530 (рис. 175). Достоинства подобных систем — высокая надежность, относительная простота конструкции, недостатки — повышенная масса (все основные детали силовые), большое количество шарниров, недостаточная жесткость управления (нарушение кинематики из-за упругости тяг и рычагов). Некоторые недостатки устраняются использованием гидрообъемного привода. Большими возможностями в перспективе обладает электрический привод управления поворотными элементами тяжеловозов.

Специфика перевозок груза требует наличия у прицепа-тяжеловоза специальных погрузочно-разгрузочных устройств. К ним относятся лебедки, домкраты, откидные трапы. Иногда применяются и более сложные механизмы для опускания грузонесущей части рамы на землю, наклона рамы, откатывания и раздвигания колес, имеются устройства для откатывания обеих тележек. Прицепы третьей группы грузоподъемности могут оборудоваться автономными силовыми установками и встроенными гидropодъемниками.

Остальные составные части прицепов-тяжеловозов существенного отличия от подобных устройств обычных прицепов не имеют.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Дайте определение, проведите классификацию и перечислите преимущества автопоездов перед одиночными транспортными средствами.
2. Поясните особенности конструкций прицепных и седельных автомобилей-тягачей.
3. Перечислите основные части тягово- и седельно-сцепных устройств, определите их назначение и расскажите о их работе.
4. Проведите классификацию прицепного состава.
5. Расскажите о компоновочных схемах и особенностях конструкций прицепов и полуприцепов.
6. Дайте определение, проведите классификацию и рассмотрите компоновочные схемы прицепов и полуприцепов-тяжеловозов.
7. Перечислите конструктивные особенности прицепов и полуприцепов-тяжеловозов.

ГЛАВА XXIV

ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ КОНСТРУКЦИИ АВТОМОБИЛЯ

§ 121. КОМПОНОВКА АВТОМОБИЛЯ

Общее число автомобилей во всем мире в настоящее время превышает 360 млн., причем примерно 75% составляют легковые автомобили, 24% – грузовые и около 1% – автобусы.

Для создания рациональной конструкции автомобиля применяют различные способы его компоновки. Так, при переднем расположении двигателя и приводе на задние колеса (рис. 176, *а*) можно достичь более равномерного распределения нагрузки между мостами, но требуется длинный карданный вал. В случае расположения двигателя в передней части автомобиля и приводе на передние колеса (рис. 176, *б*) отпадает необходимость в карданной передаче, а сцепление и коробку передач можно объединить с ведущим мостом. Такой автомобиль будет иметь меньшие длину, массу и стоимость. 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. 176, *в*) вследствие большего сцепного веса достигается более высокая проходимость автомобиля, а также надежная изоляция двигателя от салона для пассажиров, вследствие чего уменьшаются шум

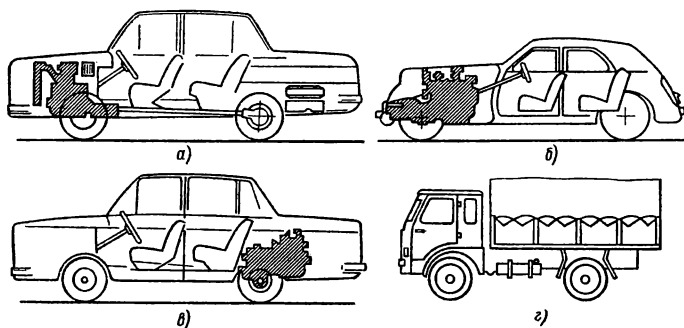


Рис. 176. Схемы компоновки автомобилей:
а, б и в — легковых; *г* — грузовых с кабиной над двигателем

и проникновение в салон отработавших газов. Недостаток подобной компоновки заключается в сложности управления двигателем, коробкой передач и сцеплением, расположенными на большом расстоянии от водителя. Кроме того, при такой компоновке снижается безопасность: водитель и передний пассажир находятся близко от передней стенки автомобиля и в случае столкновения или наезда на препятствие могут получить тяжелые телесные повреждения. Серьезным недостатком автомобилей такой компоновки является малый объем багажника.

Для грузовых автомобилей последних лет характерно применение компоновки типа «кабина над двигателем», которая позволяет снизить собственную массу автомобиля при той же грузоподъемности, но при этом увеличивается нагрузка на передний мост (рис. 176, *г*). У грузовых автомобилей большой грузоподъемности и автобусов с этой же целью двигатель иногда устанавливают между передней и задней осями, под полом кузова. Для повышения вместимости автобусов их выполняют сочлененными или двухэтажными.

§ 122. 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, где необходимо обеспечить движение с наибольшими скоростями и наименьшим расходом топлива, устанавливают полуавтоматические сцепления, а также 10- и 16-ступенчатые коробки передач, позволяющие устанавливать передаточные числа трансмиссии наиболее выгодные по условиям движения.

Широко используют также автоматические гидропередачи, которые облегчают управление, особенно при движении по городу, повышают проходимость и комфортабельность. На автомобиле с гидропередачей водитель перед началом движения с места нажимает на кнопку переднего хода, а при движении воздействует только на педаль управления подачей топлива. Гидропередача повышает также безопасность движения, так как при ее установке водитель воздействует на две педали (управления подачи топлива и тормоза) вместо трех педалей (сцепления, управления подачи топлива и тормоза 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 имеет 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, городских автобусах и на автомобилях высокой проходимости.

Характерной особенностью в развитии конструкции подвески является использование пневматической подвески, при которой обеспечивается постоянство высоты пола, уменьшается масса автомобиля и обеспечивается независимость частоты колебаний от степени загрузки. Иногда 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 ви-

сказы или нейлона, расширяется применение металлического корда.

С увеличением скорости движения повышаются требования к тормозным системам современных автомобилей. Получают распространение дисковые тормозные механизмы, которые лучше охлаждаются, хотя имеют меньшую поверхность трения. Для получения больших тормозных моментов устанавливают усилители. На грузовых автомобилях 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 сцепления шин с дорогой разрабатывают антиблокировочные устройства, включаемые в тормозной привод и предотвращающие блокировку колес. Часто 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 передние буферы из полихлорвинила, заполненные водой. При наездах и столкновениях оболочка буфера 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 салона автомобиля: рулевое колесо, щиток приборов, ветровое стекло, ручки и кнопки управления. Чтобы снизить силу удара и уменьшить тяжесть травм применяют ремни безопасности, ограничивающие перемещение водителя и пассажиров. Выступающие детали (кнопки, ручки) делают в одной плоскости с панелью, по-

верхность которой покрывают эластичной пластмассой. Рулевое колесо изготовляют 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 проводят на основе перспективного типажа, который устанавливают с учетом требований народного хозяйства к автомобильному транспорту, и реальных возможностей автомобильной промышленности. Для автомобильного парка характерно ограниченное число основных моделей, на базе которых выпускают большое число модифицированных автомобилей специального назначения.

В процессе разработки типажа анализируют отечественный 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.

§ 123. 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 сильнее. Кроме того, двигатель внутреннего сгорания является источником шума, достигающего в крупных городах недопустимого уровня.

Этих недостатков лишен электромобиль, работы над которым ведутся во многих странах. Источником энергии для такого автомобиля (рис. 177) 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 от двигателя передается карданной передачей 5 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 увеличи-

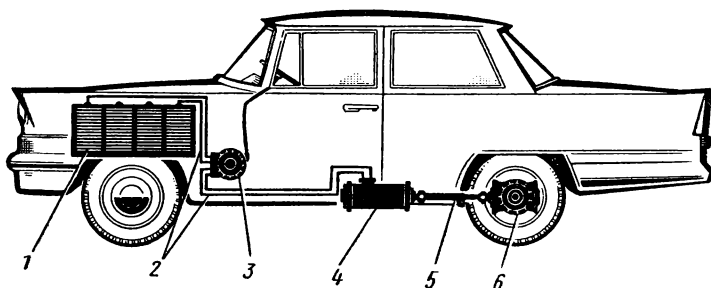


Рис. 177. Электромобиль

вается 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 мелкопартионных грузов (почты, промышленных и продовольственных товаров в торговую сеть, промышленных грузов при внутривозовских перевозках). При подобных перевозках производительность транспортного средства ограничена большим числом остановок и физическими возможностями водителя, в обязанности которого входят погрузочно-разгрузочные операции. В этих условиях небольшой запас хода электромобиля 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?

ОТВЕТЫ К ЗАДАЧАМ

Глава I

1. N_e возрастает с 62,2 до 96 кВт; M_e уменьшается с 622 до 538 Н·м
2. 0,88
3. В статическом состоянии 16 500 и 38 500 Н; при движении 14 025 и 40 975 Н
4. 0,56 и 1,18

Глава II

1. 59 кВт, 3.3.0. 30 м/с
2. 103 кВт
3. 0
4. 30 м/с
5. 0,72
6. 0,15
7. а) $a = -0,36$ м/с²; $v_1 = 18,1$ м/с; б) $a = 0,64$ м/с²; $v_1 = 23,0$ м/с;
в) $a = -0,86$ м/с²; $v_1 = 15,1$ м/с

Глава III

1. $S_{\text{тор}} \approx 9,8$ м
2. Остановка возможна, так как $s_{\text{тор}} = 49,9$ м
3. $P_{\text{тор}1}/P_{\text{тор}2} = (l_2 + \varphi_x h_{\text{ш}})/(l_1 - \varphi_x h_{\text{ц}})$

Глава V

1. 60 кг/ч
2. 24,6 л на 100 км
3. 60 л на 100 км и 75 г/(г·км)

Глава VI

1. Уменьшится на 18%
2. Увеличится в 1,41 раза
3. а – опрокидывание; б – занос
4. 0,085 рад $\approx 5^\circ$

Глава VII

1. 3,5 м/с
2. Автомобиль обладает недостаточной поворачиваемостью, так как критическая скорость является мнимой величиной

Глава VIII

1. $M_l = 246$ Н·м; $M_n = 221$ Н·м
2. $P_{\text{т max}} = 1820$ Н
3. $A = 2,4$ м. Автомобиль сможет повернуть на данной дороге

Глава IX

1. $C_{\text{п}2} = 6475$ Н/см
2. $f_{\text{ст}1} = 20$ см
3. $C_{\text{пр}} = 450$ Н/см

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

Вонг Дж. Теория наземных транспортных средств. М.: Машиностроение, 1982. 294 с.

Зимелев Г. В. Теория автомобиля. М.: Машгиз, 1959. 312 с.

Смирнов Г. А. Теория движения колесных машин. М.: Машиностроение, 1981. 272 с.

Чудаков Е. А. Теория автомобиля. М.: Машгиз, 1950. 344 с.

Фаробин Я. Е., Овчаров В. А., Кравцева В. А. Теория движения специализированного подвижного состава. Воронеж: Изд. Воронежского университета, 1981. 160 с.

Эллис Д. Р. Управляемость автомобиля. М.: Машиностроение, 1975. 216 с.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

- А Автобусы** 254, 347
 - городские 348
- Автомобили** 281, 323, 340
 - грузовые 235, 264, 348
 - – внедорожные 229
 - – высокой проходимости 229, 348
 - – повышенной проходимости 193, 213, 229, 233
 - – самосвалы 302, 305
 - – – карьерные 254, 283
 - – – сельскохозяйственные 285
 - – – строительные 284
 - – специализированные 234
 - – тягачи 198, 308, 323, 348
 - – – балластные 325
 - – – седельные 330
 - – фургоны 317
 - – – изотермические 318
 - – – рефрижераторы 317, 323
 - легковые 235, 264, 348
 - – большого класса 199
 - – высшего класса 348
 - – заднеприводные 149
 - – малого класса 221
 - – переднеприводные 149
 - – среднего класса 221
 - многоприводные 151
 - плавающие 137
- Автопоезда** 281, 329
 - с активным приводом 331
 - маслозправщики 311
 - с пассивным приводом 331
 - самосвалы 282
 - седельные 325
 - цистерны для битума 310
 - – для жидких пищевых продуктов 311
 - – для муки 316
 - – для сжиженных и ожиженных газов 312
 - – для сыпучих грузов 306
 - – для нефтепродуктов 308
 - – для цемента 314

Аккумуляторы холода 320
Амортизаторы 114, 219, 223, 239

Б База 221, 325
Баланс мощностной 31, 49, 87
– силовой 31
Безопасность движения 67, 100, 214, 252, 347
Блокировка дифференциала 198
Буксование 12, 26, 130, 194

В Вал карданный 201
– рулевой 242
Вездеходы гусеничные 135
– колесные 135
– с роторно-винтовым двигателем 137
Вес сцепной 129, 348
Время переключения передач 44
– разгона 42
– торможения 70

Г Гидродвигатель 155
Гидромурфы 189
Гидронасосы 154
Гидропередачи 348
Гидротрансформаторы 134, 151, 154, 189, 199
Гидроцилиндры 294
Глушитель 308
График контроля буксования 40
Грузоподъемность 318, 324, 332, 334, 337
Галопирование 144
Гаситель крутильных колебаний 163, 167
Генератор 156
– балансирный 64
– электрический 64

Д Давление воздуха в шине 129
– шины на грунт 129, 229
Движение накатом 46
Динамичность автомобиля 6, 350
– автопоезда 53
– тормозная 69
– тяговая 49
Дисбаланс 200
Дифференциал 133, 205, 213
– блокируемый 194, 208
– зубчатый 209
– конический 196
– кулачковый 209
– межосевой 151, 194
– с малым внутренним трением 133
– с повышенным внутренним трением 208
– самоблокирующийся 134, 208, 211
– симметричный 208
Длина подъема 46

Долговечность 7
Дорожный просвет 127

Ж Жесткость подвески 144, 146, 221, 223, 225
– шин 146
Жидкость тормозная 269

З Загрязнение атмосферы 350
Замедление при торможении 69
Замедлители гидравлические 349
– электрические 349
Замки коробки передач 187
Занос 100
Затраты энергии на деформацию шин 16
– – на передвижение автомобиля 93
– – на подъем автомобиля 16

И Измеритель 7
Интенсивность торможения 71
– разгона 43
Источники холода временные 320
– – постоянные 321
Испытания динамические 56
– дорожные 57
– стендовые 57
– типа 0 81
– типа I 82
– типа II 82

К Кабина 240
Качения колеса с уводом 124
Колебания колес управляемых 119, 251
– – – угловые 107
– кузова 140, 216, 225
– в трансмиссии крутильные 163, 167
– – угловые 163
Колеса 228
– ведомые 131, 228
– ведущие 131, 228
– – и управляемые 213
– сдвоенные 339
– управляемые 120, 228
Колея 132, 221
Компоновка 346
– вагонного типа 238
Комфортабельность 140, 143
Корд 225, 227
Коробка раздаточная 134, 151, 193
– отбора мощности 286
– передач 148
– – гидромеханическая 188, 199
– – двухвальная 183
– – многовальная 183
– – планетарная 175, 191
Коэффициент динамичности 221

- запаса сцепления 161
- изменения нормальных реакций 30, 74
- использования массы 332, 334, 335
- поворачиваемости 114
- поперечной устойчивости 99
- распределения тормозной силы 75
- сопротивления дороги 21, 38, 41, 64
 - – качению 19, 38
- – уводу 11, 114, 117
- сцепления 25, 77, 111, 129, 131
 - – поперечного 27
- трансформации гидротрансформатора 153
- трения 254
- учета вращающихся масс 24
- КПД индикаторный двигателя 90**
 - гидротрансформатора 153
 - коробки передач 148
 - трансмиссии 14, 49
 - – обратный 14
- Кузов 225, 227, 236**
 - автобусов 238
 - автомобилей грузовых 238
 - – легковых 327, 349
- Л Лебедка 138**
- Лонжерон 332, 335, 343**
- М Маневренность 128, 334**
- Масса автомобиля 51, 102, 347**
- Материалы ведущего моста 214**
 - карданной передачи 204
 - коробки передач 187
 - подвески 227
 - рулевых управлений 252
 - сцепления 174
 - тормозных механизмов 265
- Машины снегоходные 137**
- Механизм блокировки 339**
 - переключения передач 185
 - подъемный 283
 - рулевой 242, 243
 - – винт – рейка – шестерня 245
 - – червяк – ролик 243
 - – червяк – сектор 243
 - тормозной 253
 - – барабанный 263, 333, 340
 - – гидравлический 254
 - – дисковый 254, 263, 349
 - – колесный 254
 - – электрический 254
- Момент инерции ведомых частей сцепления 161**
 - сопротивления качению 19
 - стабилизирующий 122, 124
 - тормозной 67, 68, 263, 349
 - трения 256, 257, 258

Мост ведущий 205, 208
– – управляемый 151, 242
– промежуточный проходной 151
Мотонарты 137
Мотор – колесо 156
Мотосани 137
Мощность сопротивления качению 21

Н Нагрузки динамические 200, 228
– – в трансмиссии 163
Надежность 7, 252
Наклон шкворня 122
Напряжения изгибные 213
– остаточные 227
Номограмма нагрузок 39

О Обтекаемость кузова 51, 239
Обтекатель 52
Опрокидывание автомобиля 94
Ось крена 102
Охлаждение сцепления 162

П Паспорт динамический автомобиля 11 –
– – автопоезда 54
Передачные числа гидротрансформатора 153
– – главной передачи 205, 213
коробки передач 175
Передача главная 205, 213
– – гипоидная 206
– – двойная 205
– – зубчатая 205
– – одинарная 205
– – червячная 20
– глобоидная 243
– карданная 199
– повышающая 148
– понижающая 148
– прямая 148, 176
Плавность включения сцепления 159
– хода 7, 140, 216, 229
Площадь лобовая 21
Поворачиваемость автомобиля 112
– – излишняя 144, 116
– – креновая 114, 116
– – недостаточная 113, 117
– – нейтральная 113
– – шинная 116
Поворотливость 286, 334
Погрузка-разгрузка 318
Подвеска 133, 215, 233
– балансирного типа 339
– гидронневматическая 283
– двухрычажная 116
– зависимая 215, 233
– независимая 147, 215, 219

- пневмогидравлическая 224
- пневматическая 147, 224, 348
- прицепов 332
- пружинная 219
- рессорная 114, 216
- свечная 220
- Показатель 8
 - динамичности при накате 47
 - интенсивности торможения 74
 - поперечной устойчивости 95
 - проходимости геометрический 126
 - тормозных свойств 81

Полнота включения сцепления 160

Полуоси 112

Полуприцепы двухосные 332, 335

Потери в двигателе 93

- гидравлические 13
- в трансмиссии 13
- на трение 13

Потеря управляемости 117

Проскальзывание автомобиля 12

- гидротрансформатора 152

Проходимость 194, 232, 234, 286

Преобразователь гидрообъемный 154

Привод к ведущим колесам 205

- рулевой 242
- сцепления 171
 - – автоматизированный 172
 - – гидравлический 167, 172
 - – пневматический 171
- тормозной 266, 253
 - – гидравлический 267
 - – двухпроводный 280, 340
 - – механический 266, 335
 - – однопроводный 280
 - – пневматический 272, 335, 340

Приемистость автомобиля 58

Прицеп 281, 307, 323, 331

- одноосный 332, 334
- трехосный 333, 337
- тягеловозы 341
- четырехосные 334.

Прогиб подвески динамический 219, 221

- статический 221

Производительность 55, 324

Проходимость 7, 126, 138, 346

Процессы рабочие подъемных механизмов 298

Пружины 147, 216

Путь выбега 48

- остановочный 73
- разгона 42, 44
- тормозной 72

- Р Работа буксования** 162
- Радиус колеса** 12
 - – динамический 12
 - – качения 12
 - – поворота 118, 325, 334
 - – статический 12
 - проходимости 127
- Развал колес** 339
- Разгон** 192
- Рама** 235, 343
 - лонжеронная 235
 - полуприцепа 339
 - хребтовая 235
- Расход топлива** 85, 87, 93
- Регулятор тормозных сил** 269, 276
- Ремонтопригодность** 7
- Рессоры** 216, 218, 222, 227, 339, 348
- Рисунок протектора** 26
- Роспуск** 323

- С Самовытаскивание автомобиля** 138
- Свойства тягово-скоростные** 50
 - эксплуатационные 285
- Сила движущая** 8
 - подъемная 22
 - сопротивления 8
 - – воздуха 8
 - – дороги 8
 - – качению 17
 - – подъему 17
 - сцепления шин с дорогой 25
 - тормозная 68
 - трения в двигателе 69
 - – в трансмиссии 8
 - тяги 8, 11, 59, 129
- Синхронизатор** 161, 176, 196
- Система антиблокировочная** 271
 - кондиционирования воздуха 240
 - подпитки 155
 - тормозная 274, 278, 343, 349
 - – вспомогательная 280
 - – запасная 253, 274, 280
 - – рабочая 253, 274, 280, 336, 340
 - – стояночная 253, 274, 277, 267, 333, 340
 - управления подъемным механизмом 288
 - электрооборудования 343
- Скольжение автомобиля** 12, 77, 94
 - управляемых колес боковое 108
 - – – поперечное 95
- Скорость автомобиля** 58
 - – критическая по условиям опрокидывания 98
 - – – поворота 118
 - – – скольжения 98
 - – – управляемости 108
 - – максимальная 57, 95

- – – устойчивая 57
- – экономическая 89
- Сопротивление аэродинамическое 52
 - движению 192
 - качению 229, 234
 - уводу шины 112
- Срезание грунта 130
- Стабилизатор поперечной устойчивости 104, 215, 221
- Стабилизация управляемых колес 107, 121, 242, 251
- Стабильность тормозного момента 262, 264
- Стенды барабанные 64
 - с беговыми барабанами 65
 - роликовые 64
- Степень использования мощности 34
- Схождение колес 248, 339
- Сцепка – расцепка 326, 335
- Сцепные свойства 281, 325
- Сцепление 158
 - гидравлическое 158
 - дисковое 158
 - конусное 158
 - полуавтоматическое 348
- полуцентробежное 158
 - пружинное 158
 - фрикционное 158, 199
 - центробежное 159, 169
 - электромагнитное 159, 170

Т Типаж автомобилей 350

- Топливо 84
- Торможение автомобиля 67, 68, 77, 220
 - – двигателем 14, 170
- Тормоз-замедлитель 280
 - моторный 254
 - трансмиссионный 254
- Торсион 147
- Трансмиссия 148, 201
 - автоматическая 283
 - гидромеханическая 148, 151
 - гидрообъемная 148, 154
 - механическая 148
 - электромеханическая 134, 148, 156

У Увод колес 108, 242

- Угол косогора 95
 - крена 104
 - – поперечного 116
 - поворота 118
 - подъема критический 106
 - – максимальный 38, 106
 - свеса 127
 - увода 109, 111, 113, 117, 124
- Управление рулевое 242

Управляемость автомобиля 6, 242
Усилитель рулевого привода 242, 245, 250, 271, 248
Ускорение автомобиля линейное 59
– – при разгоне 42
Условия безостановочного движения 28
– возможности движения автомобиля 27
– движения без буксования 36
Установка управляемых колес 110
– холодильно-компрессорная 322
Устойчивость автомобиля 7, 94, 242
Устройство амортизирующее 229
– антиблокировочное 281, 349
– гасящее 215, 219
– демпфирующее 233
– крюковое 326
– направляющее 215, 219
– опорное 335, 339
– поворотное 343
– погрузочно-разгрузочное 281, 343, 345
– тягово-сцепное 308, 325

Ф Фактор динамический 35, 129
Фиксаторы коробки передач 187
Формула колесная 126, 149
Фрикцион 176

Х Характеристика автомобиля динамическая 31, 37, 38
– – скоростная 57
– – тяговая 15, 51
– двигателя нагрузочная 88
– – скоростная 8
– – тормозная 10
– – топливно-экономическая 89
– подвески жесткости 227
– – упругости 221, 226
Хладоноситель 320
Ход сжатия и отбоя подвески 223

Ц Цепи 139
Центр крена 102
Центр тяжести автомобиля 102
Центр упругости системы 144
Циркуляция мощности 194, 196, 198

Ч Число передаточное рулевого управления 242
– – трансмиссии 50
Чистота включения сцепления 160
Чувствительность рулевых управлений 252

Ш Шасси 306
Шарнир карданный 200, 213
– – кулачковый 203
– – неравных угловых скоростей 200
– – равных угловых скоростей 200, 213

- – рулевой 248
- – сдвоенный 200
- – шариковый 202
- Шины автомобильные 229, 281, 348
 - – арочные 229, 232
 - – бескамерные 229, 348
 - – камерные 229
 - – обычные 229
 - – пневмокати 229, 233
 - – с регулируемым давлением 233
 - – типа Р
 - – широкопрофильные 229, 232
- Штанги реактивные 219
- Шум 350
 - при работе коробки передач 176
- Шумоизоляция 240

- Э Экономичность топливная 6, 85, 350
- Экспертиза дорожно-транспортная 78
- Эластичность шин 122
- Электродвигатель тяговый 156
- Электромобиль 350
- Элемент упругий 215, 222, 233
 - – гидравлический 216
 - – пневматический 216
 - – резиновый 216
- Энергоемкость 227
- Эффективность тормозной системы 82, 261

Введение	3
ТЕОРИЯ АВТОМОБИЛЯ	6
<i>Глава I.</i> Силы, действующие на автомобиль при его движении	6
§ 1. Эксплуатационные свойства автомобиля	6
§ 2. Скоростная характеристика двигателя	8
§ 3. Сила тяги на ведущих колесах автомобиля	10
§ 4. КПД трансмиссии	12
§ 5. Тяговая характеристика автомобиля	15
§ 6. Сопротивление дороги	16
§ 7. Сопротивление воздуха	21
§ 8. Уравнение движения автомобиля	22
§ 9. Сила тяги по условиям сцепления шин с дорогой	25
§ 10. Нормальные реакции дороги	28
<i>Глава II.</i> Тяговая динамичность автомобиля	31
§ 11. Силовой и мощностной балансы автомобиля	31
§ 12. Динамический фактор автомобиля	35
§ 13. Динамический паспорт автомобиля	38
§ 14. Разгон автомобиля	41
§ 15. Динамическое преодоление подъемов	45
§ 16. Движение автомобиля накатом	46
§ 17. Влияние конструктивных факторов на тяговую динамичность автомобиля	49
§ 18. Тяговые возможности автопоездов	52
<i>Глава III.</i> Испытания автомобиля на динамичность	56
§ 19. Виды, методы и условия испытаний	56
§ 20. Аппаратура для дорожных испытаний автомобиля на динамичность	58
§ 21. Стенды для испытаний автомобиля на динамичность	64
<i>Глава IV.</i> Тормозная динамичность автомобиля	67
§ 22. Безопасность движения и тормозной момент	67
§ 23. Тормозная сила и уравнение движения автомобиля при торможении	68
§ 24. Распределение тормозной силы между мостами автомобиля	74

	§ 25. Способы торможения автомобиля	76
	§ 26. Понятие о дорожно-транспортной экспертизе	78
	§ 27. Определение показателей тормозных свойств автомобиля. Методика и нормативы	81
<i>Глава</i>	V. Топливная экономичность автомобиля	84
	§ 28. Измерители и показатели топливной экономичности	84
	§ 29. Топливо-экономическая характеристика автомобиля	86
	§ 30. Влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на расход топлива	87
	§ 31. Топливная экономичность автопоезда	91
	§ 32. Понятие о нормах расхода топлива	93
<i>Глава</i>	VI. Устойчивость автомобиля	94
	§ 33. Показатели устойчивости	94
	§ 34. Занос переднего и заднего мостов	100
	§ 35. Влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на поперечную устойчивость	102
	§ 36. Продольная устойчивость	105
<i>Глава</i>	VII. Управляемость автомобиля	107
	§ 37. Критическая скорость по условиям управляемости	107
	§ 38. Увод колеса и поворачиваемость автомобиля	108
	§ 39. Соотношение углов поворота управляемых колес	118
	§ 40. Колебания управляемых колес	119
	§ 41. Стабилизация управляемых колес	121
<i>Глава</i>	VIII. Проходимость автомобиля	126
	§ 42. Понятие о проходимости автомобиля и ее геометрические показатели	126
	§ 43. Опорные и тяговые показатели проходимости	129
	§ 44. Влияние конструкции автомобиля на его проходимость	131
	§ 45. Вездеходные машины	135
	§ 46. Сноубобы увеличения проходимости автомобиля	138
<i>Глава</i>	IX. Плавность хода автомобиля	140
	§ 47. Влияние колебаний на человека	140
	§ 48. Измерители плавности хода	141
	§ 49. Колебания автомобиля	143
	§ 50. Способы повышения плавности хода автомобиля	146
	КОНСТРУКЦИЯ АВТОМОБИЛЯ	148
<i>Глава</i>	X. Типы трансмиссий автомобиля	148
	§ 51. Ступенчатая механическая трансмиссия	148
	§ 52. Гидромеханическая трансмиссия	151
	§ 53. Гидрообъемная трансмиссия	154
	§ 54. Электромеханическая трансмиссия	156

<i>Глава</i>	XI.	Сцепление	158
	§ 55.	Классификация сцеплений	158
	§ 56.	Требования к сцеплениям и обеспечивающие их конструктивные меры	159
	§ 57.	Особенности конструкций сцепления	165
	§ 58.	Материалы основных деталей сцепления и тенденции его развития	174
<i>Глава</i>	XII.	Коробка передач	174
	§ 59.	Классификация ступенчатых коробок передач и требования к ним	175
	§ 60.	Конструкции ступенчатых коробок передач легковых автомобилей	176
	§ 61.	Конструкции ступенчатых коробок передач грузовых автомобилей	183
	§ 62.	Механизм переключения передач	185
	§ 63.	Материалы основных деталей ступенчатых коробок передач	187
	§ 64.	Классификация гидромеханических коробок передач и требования к ним	188
	§ 65.	Конструкция гидромеханической коробки передач	189
	§ 66.	Классификация раздаточных коробок и требования к ним	193
	§ 67.	Конструкции раздаточных коробок	195
	§ 68.	Тенденции развития конструкций коробки передач	198
<i>Глава</i>	XIII.	Карданная передача	199
	§ 69.	Классификация карданных передач и требования к ним	199
	§ 70.	Карданные передачи с карданными шарнирами неравных угловых скоростей	200
	§ 71.	Карданные передачи с шарнирами равных угловых скоростей	202
	§ 72.	Материалы основных деталей карданной передачи	204
<i>Глава</i>	XIV.	Ведущий мост	205
	§ 73.	Классификация ведущих мостов и требования к ним	205
	§ 74.	Главная передача	205
	§ 75.	Дифференциал	206
	§ 76.	Привод к ведущим колесам автомобиля	211
	§ 77.	Балка ведущего моста	213
	§ 78.	Обслуживание ведущего моста и материалы для его деталей	214
<i>Глава</i>	XV.	Подвеска	215
	§ 79.	Классификация подвесок и требования к ним	215
	§ 80.	Зависимая подвеска	216
	§ 81.	Независимая подвеска	219
	§ 82.	Балансирная подвеска	222
	§ 83.	Амортизаторы	223
	§ 84.	Пневматическая и гидропневматическая подвески	224
	§ 85.	Долговечность подвески	227

<i>Глава</i>	XVI.	Колеса и шины	228
	§ 86.	Классификация колес и требования к ним	228
	§ 87.	Автомобильные шины	229
<i>Глава</i>	XVII.	Рама, кузов, кабина	235
	§ 88.	Рама	235
	§ 89.	Кузов и кабина	236
<i>Глава</i>	XVIII.	Рулевое управление	242
	§ 90.	Классификация рулевого управления и требования к нему	242
	§ 91.	Рулевые механизмы	243
	§ 92.	Рулевые приводы	247
	§ 93.	Усилители рулевого привода	248
	§ 94.	Материалы деталей и тенденции развития рулевых управлений	252
<i>Глава</i>	XIX.	Тормозные системы	253
	§ 95.	Требования к тормозным системам	253
	§ 96.	Тормозные механизмы	253
	§ 97.	Барabanные тормозные механизмы	254
	§ 98.	Дисковые тормозные механизмы	263
	§ 99.	Нагрев и охлаждение тормозных механизмов и материалы их деталей	264
	§ 100.	Механический и гидравлический тормозные приводы	266
	§ 101.	Пневматический тормозной привод	272
	§ 102.	Тормоза-замедлители	280
	§ 103.	Надежность тормозных систем	280
<i>Глава</i>	XX.	Специализированный подвижной состав	281
	§ 104.	Определение. Классификация	281
	§ 105.	Автомобили и автопоезда-самосвалы	282
	§ 106.	Особенности конструкции и основные технические характеристики автомобилей и автопоездов-самосвалов	283
	§ 107.	Подъемные механизмы автомобилей-самосвалов	286
	§ 108.	Платформы автомобилей-самосвалов	304
<i>Глава</i>	XXI.	Автомобили и автопоезда-цистерны	306
	§ 109.	Назначение и классификация автомобилей и автопоездов-цистерн	306
	§ 110.	Требования к автомобилям и автопоездам-цистернам	307
	§ 111.	Особенности конструкции и краткие технические характеристики автомобилей и автопоездов-цистерн для перевозки жидких грузов	308
	§ 112.	Особенности конструкции автомобилей и автопоездов-цистерн для перевозки сыпучих грузов	313

Глава XXII. Автомобили и автопоезда-фургоны и рефрижераторы	317
§ 113. Назначение и классификация автомобилей и автопоездов-фургонов. Требования к конструкциям	317
§ 114. Особенности конструкций автомобилей-рефрижераторов	318
§ 115. Способы охлаждения фургонов-рефрижераторов	320
Глава XXIII. Автомобильные поезда	323
§ 116. Классификация автопоездов и их преимущества	323
§ 117. Особенности конструкции автомобилей-тягачей	325
§ 118. Классификация прицепного состава	331
§ 119. Компоночные схемы и особенности конструкций прицепов и полуприцепов	332
§ 120. Прицепы и полуприцепы-тяжеловозы	341
Глава XXIV. Перспективы развития конструкции автомобиля	346
§ 121. Компонка автомобиля	346
§ 122. Основные направления развития конструкции автомобиля	347
§ 123. Понятие об электромобиле	350
Ответы к задачам	352
Список литературы	353
Предметный указатель	354

Виталий Алексеевич Иларионов, Михаил Михайлович Морин, Николай Михайлович Сергеев, Ярослав Евгеньевич Фаробин, Владимир Сергеевич Шупляков, Аркадий Александрович Юрчевский

ТЕОРИЯ И КОНСТРУКЦИЯ АВТОМОБИЛЯ

Редактор *Е. В. Радовская*

Художественный редактор *С. С. Водниц*

Переплет художника *О. В. Камаева*

Технические редакторы *Т. М. Андреева, Н. Н. Скотникова*

Корректор *Н. Г. Богомолова*

ИБ № 4163

Сдано в набор 12.11.84. Подписано в печать 04.06.85. Т-12840. Формат 84 × 108¹/₃₂. Бумага кн.-журн. Гарнитура таймс. Печать высокая. Усл. печ. л. 19,32. Усл. кр.-отт. 19,32. Уч.-изд. л. 21,42. Тираж 60 000 экз. Заказ № 1732. Цена 95 к.

Ордена Трудового Красного Знамени издательство «Машиностроение», 107076, Москва, Стромьинский пер., 4

Ордена Октябрьской Революции, ордена Трудового Красного Знамени Ленинградское производственно-техническое объединение «Печатный Двор» им. А. М. Горького Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 197136, Ленинград, П-136, Чкаловский пр., 15.

95 коп

