

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
«Тамбовский государственный технический университет»

**В. А. МОЛОДЦОВ**

# **БЕЗОПАСНОСТЬ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ**

*Допущено УМО вузов РФ по образованию в области  
транспортных машин и транспортно-технологических комплексов  
в качестве учебного пособия для студентов вузов,  
обучающихся по направлению подготовки бакалавров  
«Технология транспортных процессов» (профили подготовки:  
«Организация и безопасность движения», «Расследование и экспертиза  
дорожно-транспортных происшествий»)*



---

Тамбов  
• Издательство ФГБОУ ВПО «ТГТУ» •  
2013

УДК 653.13 (075.8)  
ББК 0311-082.05я73  
М75

Рецензенты:

Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой  
«Организация перевозок и безопасность движения» ФГБОУ ВПО  
«Воронежская государственная лесотехническая академия»

*В. П. Белокуров*

Заместитель начальника Управления транспорта Тамбовской области,  
заслуженный работник транспорта России

*И. П. Медведев*

**Молодцов, В. А.**

М75      Безопасность транспортных средств : учебное пособие для студентов вузов, обучающихся по направлению подготовки бакалавров «Технология транспортных процессов» (профили подготовки : «Организация и безопасность движения», «Расследование и экспертиза дорожно-транспортных происшествий») / В. А. Молодцов. – Тамбов : Изд-во ФГБОУ ВПО «ТГТУ», 2013. – 236 с. – 500 экз. – ISBN 978-5-8265-1222-7.

Рассмотрены теоретические аспекты безопасности транспортных средств, даны определения понятиям активной, пассивной, послеаварийной и экологической безопасности. Приведены требования к уровню конструктивной и эксплуатационной безопасности транспортных средств в сфере обеспечения безопасности дорожного движения. Подготовлено в соответствии с Федеральным образовательным стандартом 190700.62 «Технология транспортных средств».

Предназначено для студентов вузов, обучающихся по направлению подготовки бакалавров «Технология транспортных процессов» (профили подготовки «Организация и безопасность движения», «Расследование и экспертиза дорожно-транспортных происшествий»).

УДК 653.13 (075.8)

ББК 0311-082.05я73

ISBN 978-5-8265-1222-7

© Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Тамбовский государственный технический университет» (ФГБОУ ВПО «ТГТУ»), 2013

## ВВЕДЕНИЕ

---

Транспорт – одна из ключевых отраслей рыночной экономики. В современный период глобализации дальнейшее развитие экономики немислимо без чёткого и своевременного транспортного обеспечения по всей цепи снабжения – производство–сбыт. От надёжности работы транспорта во многом зависит трудовой ритм предприятий промышленности, строительства, сельского хозяйства и т.д.

Автомобильный транспорт является составной частью единой транспортной системы нашей страны, который обеспечивает комплексные перевозки во взаимодействии с другими видами транспорта, являясь конечным звеном подвоза в цепи доставки грузов, либо промежуточным звеном, связывающим другие виды транспорта.

Ежегодно парк автомобилей и объём перевозок грузов и пассажиров автомобильным транспортом увеличиваются значительно быстрее, чем на других видах транспорта.

Возрастающая интенсивность эксплуатации автотранспортных средств и существенный рост их числа сопровождается всё большим масштабом негативных воздействий.

К числу наиболее отрицательных факторов, обусловленных автомобилизацией, относятся дорожно-транспортные происшествия (ДТП), их последствия, характеризующиеся ранениями и гибелью людей, материальным ущербом от повреждения транспортных средств, грузов и т.п., а также отрицательное влияние на окружающую среду, вызывающее неизбежное ухудшение экологической обстановки.

Несмотря на осуществляемые мероприятия по повышению безопасности дорожного движения наибольший резонанс имеют ДТП, связанные с травмированием и гибелью людей.

Ежедневно в Российской Федерации погибает до 100 человек и 600 получают ранения разной степени. Социально-экономический ущерб от ДТП в России составляет 2,5 – 3,5% от ВВП. Следовательно, решение проблемы повышения безопасности дорожного движения является одной из кардинальных проблем автомобилизации.

На безопасность дорожного движения оказывает влияние большое количество факторов. Основными факторами являются: водитель, автомобиль, дорога, среда, которые рассматриваются как элементы единой системы «ВАДС».

Обеспечить безопасность дорожного движения в системе ВАДС – значит добиться минимально возможного числа ДТП и числа пострадавших в условиях автомобилизации: роста числа автомобилей и увеличения скоростей движения.

Определённое влияние на безопасность движения оказывают условия дорожного движения, повышается аварийность, возрастает число столкновений транспортных средств и наездов на пешеходов, увеличиваются загрязнение воздуха и уровень шума.

Конечной целью обеспечения безопасности дорожного движения является создание высокоэффективных транспортных средств на основе рационального использования возможностей человека и технических средств с минимальным негативным воздействием последних.

Большую роль в обеспечении безопасности дорожного движения играет безопасность транспортных средств. Требования к уровню конструктивной и эксплуатационной безопасности транспортных средств постоянно повышаются. Можно с уверенностью сказать, что многие жизни пострадавших при ДТП в России можно было бы спасти при обеспечении более высокого уровня активной, пассивной и послеаварийной безопасности конструкций автомобилей.

Автомобильная промышленность выпускает транспортные средства, в основном отвечающие современным требованиям, однако условия эксплуатации настолько сложны и разнообразны, что нельзя установить предел совершенства конструкции, которую можно было бы признать эталоном по всем параметрам. Особенно это справедливо по отношению к безопасности автомобиля, который представляет собой потенциальный источник повышенной опасности для людей. Эта опасность чрезвычайно возросла на сегодняшний день, когда вследствие безудержного роста мощности двигателя и скоростей движения автомобилей, безопасность движения превратилась в социальную проблему первостепенной важности.

Учитывая многолетний положительный опыт многих экономически развитых стран мира в области безопасности дорожного движения, в том числе с помощью разработки и совершенствования систем безопасности автомобилей, можно с уверенностью предположить, что перспективы развития отечественного автомобилестроения также связаны с применением на практике опыта передовых автомобильных держав в области безопасности транспортных средств (БТС).

Можно выделить основные направления работ по улучшению безопасности движения:

- повышение квалификации водителей, разработка и внедрение навигационных систем, помогающих выбрать наилучший маршрут движения;
- разработка и совершенствование систем информационного обеспечения водителя, систем предупреждения различного рода опасностей, а также рекомендаций о необходимых действиях в сложившейся дорожной ситуации;



– разработка и внедрение современных систем БТС, позволяющих обеспечить высочайший уровень показателей движения автомобиля (устойчивости, управляемости, тормозной динамики и т.д.), а также уменьшить тяжесть последствий ДТП как фактора, повышающего общий уровень безопасности движения.

Учитывая актуальность проблем, связанных с безопасностью дорожного движения, а именно с конструктивной и эксплуатационной безопасностью автомобиля, основной целью учебного пособия является подготовка инженерных кадров транспортно-дорожного комплекса в сфере управления и безопасности на транспорте.

В целях улучшения уровня теоретических знаний студентов в сфере безопасности транспортных средств в данной работе большое внимание уделяется теоретическим подходам.

Данное учебное пособие разработано в соответствии с Федеральным государственным образовательным стандартом по направлению 190700.62 «Технология транспортных процессов» и рабочей программой учебной дисциплины «Безопасность транспортных средств».

Оно рекомендуется для изучения дисциплин «Безопасность транспортных средств», «Экологическая безопасность на транспорте», вариативной части профессионального цикла рабочего учебного плана ФГБОУ ВПО «ТГТУ», соответствующих направлению подготовки бакалавров 190700.62 «Технология транспортных процессов» с профилями подготовки «Организация и безопасность движения», «Организация перевозок и управление на транспорте», «Расследование и экспертиза дорожно-транспортных происшествий».

# Глава 1

## ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ АВТОМОБИЛИЗАЦИИ С ПРИРОДОЙ И ОБЩЕСТВОМ

---

---

### 1.1. ВОЗДЕЙСТВИЕ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ НА ЖИЗНЬ, ЗДОРОВЬЕ ГРАЖДАН И ОКРУЖАЮЩУЮ СРЕДУ

Взаимодействие «автомобилизированного» общества с окружающей средой происходит в рамках автотранспортного комплекса (АПК).

Автотранспортный комплекс – сложившаяся динамическая система, включающая в качестве функциональных элементов автотранспортные средства (АТС), стационарные объекты (предприятия), необходимые для их эксплуатации, дорожно-транспортную сеть с соответствующим обустройством, участников движения.

Известно, что транспорт, включая автотранспорт, является неотъемлемой частью экономики любой страны, и он является объективной необходимостью для обеспечения её развития.

Автомобильный транспорт занимает важное место в единой транспортной сети любого государства, в том числе и России. Он перевозит более 80% грузов и выполняет половину пассажирооборота. Это обусловлено его большой манёвренностью и оперативностью управления перевозкой пассажиров, грузов и т.д.

Эти преимущества обеспечили широкое применение автомобильного транспорта во всём мире и неуклонный рост численности подвижного состава.

В настоящее время в мире насчитывается порядка 500 млн. автомобилей, из них 78 – 80% легковых; 20 – 22% – грузовых; 0,5 – 1,0% автобусов.

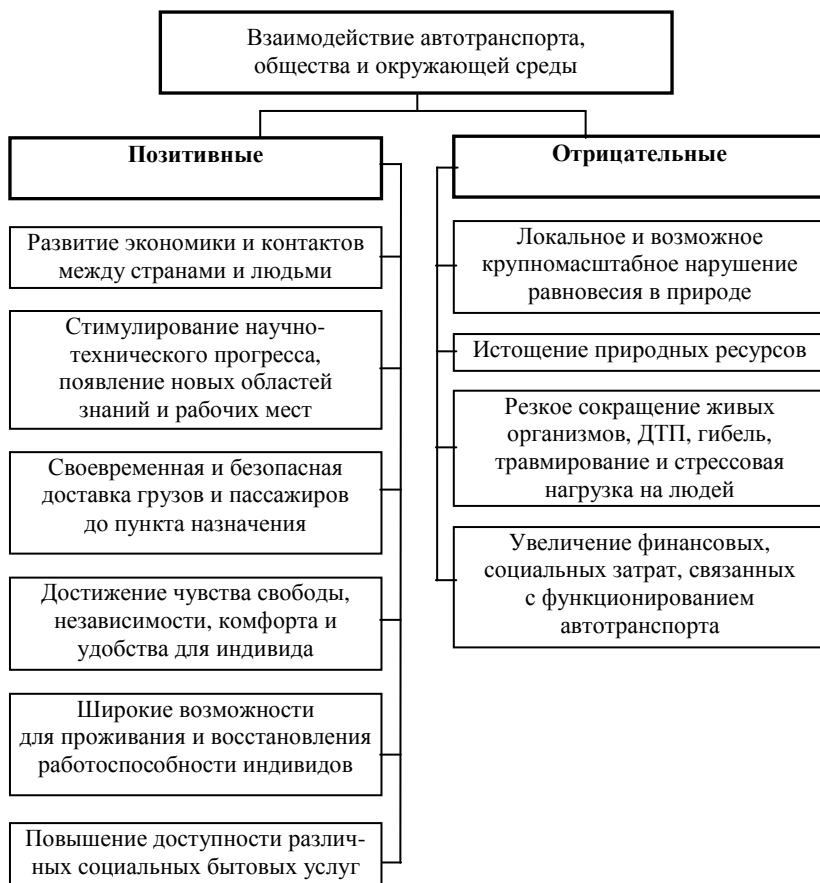
К 2020 – 2025 гг. общее количество АТС в России по прогнозам учёных и специалистов достигнет 45 – 50 млн. единиц (табл. 1.1). Увеличение числа индивидуальных владельцев автомобилей и возрастание удельного веса автомобильных перевозок в общей структуре перевозок грузов и пассажиров подтверждает социально-экономические преимущества автомобильного транспорта.

#### 1.1. Показатели перспективного развития автопарка России

Показатели	2002 г.	2010 г.	2020 г.	2030 г.	2040 г.
Население России, млн. человек	147	140	131	124	119
Уровень автомобилизации, авт./1000 человек	192	285	340	375	400
Автопарк, млн. единиц	28,2	40,0	44,5	46,5	47,5

Однако при таком значительном увеличении масштабов и росте темпов автомобилизации возникает ряд серьёзных проблем, связанных с вредными для окружающей среды и общества последствиями, которые сопровождают этот процесс.

Многогранность автомобилизации как сложной социально-техничко-экономической системы определяет многосторонность её взаимных связей с окружающей средой. Подход современной науки к общим проблемам отношений человека и природы позволил классифицировать эти связи по двум основным направлениям: позитивные и отрицательные (рис. 1.1).



**Рис. 1.1.** Взаимодействие автотранспорта, общества и окружающей среды

В настоящее время большую актуальность приобрела задача рационального использования природных ресурсов, особенно энергетических. Эта задача является частью глобальных проблем рационального природопользования и охраны окружающей среды. Такое положение в полной мере относится к автомобильному транспорту и автомобильной промышленности, входящим в число самых крупных потребителей различного сырья и материалов.

Современные транспортные средства стали мощным потребителем энергии. Этим во многом объясняются высокие темпы использования энергоресурсов, в балансе потребления которых ведущую роль занимают нефть и нефтепродукты. В странах Западной Европы на автомобильный транспорт расходуется около 30% нефтепродуктов, в США и Канаде – 52 – 55%, в Японии – более 20%. На автомобильном транспорте самые высокие удельные затраты топлива на единицу транспортной работы среди всех видов транспорта. Основная особенность в потреблении топливно-энергетических ресурсов по сравнению с другими материалами заключается в том, что оно в значительной степени определяется не только конструкцией автомобилей, но и условиями эксплуатации.

Конструкция автомобиля сказывается не только на его эксплуатационных свойствах, но и на количестве материалов, необходимых для изготовления, и изъятых из природы. На производство автомобилей в США расходуется около 20% стали, 7% меди, 13% никеля, 35% цинка, 50% свинца и натурального каучука. Сокращение запасов этих материалов с учётом ограниченности и невозобновляемости ресурсов вызывает обоснованную озабоченность в отношении их использования и сохранения для мирового сообщества.

Применение автомобиля как массового транспортного средства требует развития сети автомобильных дорог и строительства различных транспортных сооружений, под которые приходится отводить значительные площади, нередко в ущерб другим видам человеческой деятельности. На 1 км автомобильных дорог, в зависимости от их категории и ценности земельных угодий, приходится отводить 2 – 7 га территории. Дополнительные потери земельных угодий связаны также с усилением водной и ветровой эрозий в районе транспортной коммуникации, созданием условий, для геодинамических процессов. Строительство дороги нередко приводит к существенному изменению мощности и уровня подпочвенных вод.

Автомобилизация является мощным потребителем трудовых ресурсов. Профессия водителя автомобиля стала одной из самых массовых. Снижение трудоёмкости транспортной работы будет иметь всё большее значение при оценке эффективности функционирования транспортной системы.

Воздействие автомобильного транспорта на окружающую среду сопровождается не только потреблением природных ресурсов, но и загрязнением окружающей среды. С экологических позиций загрязнение среды обитания представляет комплекс помех в экологических системах. Если уровень помех превышает возможность организма к адаптации, то это приводит к его гибели или угнетению. Возникновение помех в экологических системах может быть связано с внесением различных отходов (ингредиентное загрязнение), непроизводительными потерями энергии (параметрическое загрязнение), необратимыми изменениями естественных экологических систем (экологическое загрязнение).

Объектами ингредиентного загрязнения являются атмосфера, гидросфера и литосфера, т.е. важнейшие компоненты, составляющие среду обитания человека. Человек разомкнул круговорот веществ в природе и создал искусственные линейные цепи событий. Одну из таких цепей легко проследить на примере использования топлива на автомобильном транспорте. Нефть добывают из недр земли, перерабатывают в топливо, которое сжигают в цилиндрах двигателя. При этом образуются отходы (отработавшие газы), загрязняющие атмосферный воздух, воду и почву. Таких цепей при эксплуатации автомобилей множество. Среди ингредиентов загрязнения присутствуют сотни веществ и химических соединений, нередко очень опасных для живых организмов, в твёрдом, жидком и газообразном состоянии. Наиболее массовые из них – токсичные и нетоксичные компоненты отработавших газов (ОГ), нефтепродукты, пыль, содержащая органические и неорганические вещества, хлориды, отходы при производстве и эксплуатации автомобилей. При этом вредное воздействие увеличивается с ростом объёма движения, вредные компоненты постоянно накапливаются в окружающей среде.

При сгорании топлива в цилиндрах двигателя только часть химической энергии переходит в полезную механическую работу. Остальная энергия теряется. У лучших образцов автомобильных двигателей эти потери составляют более 55%. Часть передаваемой от двигателя к ведущим колесам энергии затрачивается на преодоление потерь в трансмиссии и сопротивления движению. Основная доля неиспользованной энергии переходит в тепло, остальная – в другие виды параметрического загрязнения.

Развитие автомобилизации ведёт к значительному преобразованию естественных экологических систем. При широком использовании автомобилей всё возрастающее число людей получают доступ к ранее закрытым для них природным комплексам, нагрузка на которые нередко превышает их рекреационные способности. В результате нарушаются привычные связи в экологических системах, сокращается

количество мест, пригодных для обитания животных, снижается продуктивность системы. Под колёсами автомобилей гибнет много живых существ. В США за год число позвоночных животных, уничтоженных на дорогах, составляет около 365 млн. Дороги с интенсивным движением перерезали пути миграции животных, затруднили связи между природными комплексами. В нашей стране пока эта проблема в силу определённых причин стоит не так остро, как в США или Западной Европе, но тем не менее она уже существует в пригородной зоне ряда крупных городов и её дальнейшее обострение неизбежно.

Последствия интенсивного развития автомобилизации усугубляются социальной стороной вопроса. Глубокое проникновение автомобиля во все сферы человеческой деятельности несёт с собой не только позитивные сдвиги в образе жизни, оборотной стороной является снижение двигательной активности человека с одновременным нарастанием нервного напряжения. Как известно, сочетание гиподинамии и постоянно повышенного нервного тонуса ведёт к возникновению сердечно-сосудистых, нервных и других заболеваний. Всё это непосредственно относится к труду водителя. В последние годы резко возросло число различных заболеваний среди жителей крупных городов, связанных с загрязнением городской среды.

Одной из самых серьёзных социально-экономических проблем автомобилизации остаётся безопасность движения. В дорожно-транспортных происшествиях (ДТП) в мире ежегодно погибают около 1 млн. человек, примерно 25 млн. человек получают различные травмы.

Европейцев погибает ежегодно 45 тыс. и 1,5 млн получают ранения. Ежедневно на дорогах России погибает до 100 человек, около 600 человек получают травмы различной тяжести. В результате ДТП в Российской Федерации ежегодно погибают и получают ранения свыше 250 тыс. человек. На дорогах за последние 7 лет погибло 7900 детей в возрасте до 16 лет, были травмированы более 166 тыс. детей.

Демографический ущерб от ДТП и их последствий за 2004 – 2010 гг. составил 506 246 человек, что в 2,3 раза больше, чем например, численность российского населения, занятого в сельском хозяйстве.

Дорожно-транспортным происшествием называют событие, возникшее в процессе движения по дороге транспортного средства и с его участием, при котором погибли или ранены люди, повреждены транспортные средства, сооружения, грузы либо причинён иной материальный ущерб.

Причиной ДТП часто является несоответствие одного из элементов системы «водитель–автомобиль–дорога–среда» («ВАДС») остальным составляющим.

Из четырёх элементов системы «водитель–автомобиль–дорога–среда» наибольшей потенциальной опасностью обладает АТС. Созданный для передвижения с большой скоростью автомобиль именно в силу своей подвижности, возможности быстро изменять положение на дороге и относительно других объектов, как движущихся, так и неподвижных, представляет собой источник повышенной опасности.

В первое десятилетие XXI в. в России риск попасть в ДТП был в 5 – 7 раз выше, чем в любой Европейской стране. В общем травматизме по транспортному комплексу России число пострадавших на автомобильном транспорте составило 99%, материальный ущерб составил 2,4 – 3,0% ВВП страны.

Размер социально-экономического ущерба от ДТП и их последствий за 2004 – 2010 гг. оценивается в 7326,3 млрд. р., что можно сопоставить с расходами консолидированного бюджета Российской Федерации в 2011 г. на финансирование социальной политики (7453,3 млрд. р.). Несмотря на то, что в 2010 г. социально-экономический ущерб от ДТП и их последствий снизился до уровня в 867,7 млрд. р., тем не менее его годовой размер всё равно существенен и примерно равен расходам консолидированного бюджета Российской Федерации в 2011 г. на денежное довольствие военнослужащих и сотрудников правоохранительных органов (837,8 млрд. р.) или двукратным доходам от использования в 2010 г. имущества, находящегося в государственной и муниципальной собственности (424,8 млрд. р.).

Самой многочисленной и уязвимой группой участников дорожного движения являются пешеходы. За 10 лет, начиная с 2001 г., численность погибших пешеходов увеличилась на треть. В каждом десятом происшествии страдают дети.

Поэтому обеспечение безопасности на автомобильном транспорте Российской Федерации всегда является серьёзной социально-экономической проблемой, решение которой относится к наиболее приоритетным задачам и одной из актуальных задач развития страны.

В Концепции Федеральной целевой программы «Повышение безопасности дорожного движения на 2013 – 2020 гг.» одной из заявленных целей государственной политики в сфере развития транспорта является создание условий для повышения конкурентоспособности экономики и качества жизни населения, включая повышение комплексной безопасности и устойчивости транспортной системы.

Цели повышения уровня безопасности транспортной системы, сокращения темпов роста количества ДТП, а также снижение тяжести их последствий, числа пострадавших и погибших в них, обозначены и в Транспортной стратегии Российской Федерации на период до 2030 г.,

утверждённой распоряжением Правительства Российской Федерации от 22 ноября 2008 г. № 1734-р. Задачи указанной Стратегии предлагают стратегические ориентиры в решении проблем безопасности всей транспортной системы России, в то время как Программа направлена на решение на тактическом уровне одной из задач указанной Стратегии – повышение безопасности дорожного движения.

Таким образом, задачи сохранения жизни и здоровья участников дорожного движения (за счёт повышения дисциплины на дорогах, качества дорожной инфраструктуры, организации дорожного движения, повышения качества и оперативности медицинской помощи пострадавшим и др.) и, как следствие, сокращения демографического и социально-экономического ущерба от ДТП и их последствий согласуются с приоритетными задачами социально-экономического развития Российской Федерации в долгосрочной и среднесрочной перспективе и направлены на обеспечение:

- снижения темпов убыли населения Российской Федерации, создания условий для роста его численности;
- целевого увеличения к 2020 г. валового внутреннего продукта;
- высоких стандартов благосостояния граждан России.

## 1.2. КЛАССИФИКАЦИЯ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Требования к подвижному составу, отдельным системам и устройствам сформулированы в государственных (ГОСТ) и отраслевых (ОСТ) стандартах, а также отраслевых нормативах (ОН). Эти нормативные документы систематически пересматриваются и дополняются, что позволяет непрерывно повышать конструктивную безопасность автомобиля.

При разработке национальных нормативных документов учитывается практический опыт международных организаций в регламентации мероприятий по конструктивной безопасности автомобилей.

В рамках Комитета по внутреннему транспорту Европейской экономической комиссии Организации Объединённых Наций (ЕЭК ООН) 1958 г. в Женеве с участием СССР было подписано соглашение о принятии единообразных условий о возможном признании официальных предписаний международных стандартов.

Согласно Сводной резолюции о конструкции транспортных средств (СР.3), принятой Комитетом по внутреннему транспорту Европейской экономической комиссии ООН (ЕЭК ООН) [документы TRANS/WP29/78/Rev.1/Amend.2 и TRANS/WP29/78/Rev.1/Amend.4 дополнения к Приложению 7 Сводной резолюции о конструкции транспортных средств СР.3], АТС для целей безопасности классифи-



цируют: по конструктивным признакам (количество колёс, полная масса, наличие двигателя), по социальной значимости (для перевозки грузов, для перевозки пассажиров). С 01.01.2004 г. в Российской Федерации введён в действие ГОСТ Р 52051–2003, гармонизированный с Приложением 7 Сводной резолюции о конструкции транспортных средств и Директивой ЕС 2002/24, в котором международная классификация принята в качестве национальной для оценки соответствия АТС требованиям безопасности.

Эта классификация позволяет сопоставлять предписанные международными и национальными стандартами нормативные показатели безопасности составных частей АТС, находящихся в эксплуатации. Как показали экспериментальные исследования уровня технического состояния в эксплуатации, АТС, входящие в одну классификационную категорию, обладают достаточно близкими показателями безопасности.

Согласно принятой КВТ ЕЭК ООН классификации АТС делятся на категории, обозначаемые соответственно прописными буквами латинского алфавита: L, M, N, O, T, G. Разделение АТС внутри категории на классы обозначается арабскими цифрами с нижним индексом, например: M<sub>1</sub>, N<sub>2</sub>, O<sub>3</sub>, или T (без указания индекса) или M<sub>1</sub>G (для транспортных средств повышенной проходимости). Классификация по ГОСТ Р 52051–2003 категории L, M, N, O приведена в табл. 1.2.

Категория L – механические транспортные средства, имеющие не более четырёх колёс. На них распространяются Правила ЕЭК ООН № 3, 6, 7, 9, 16, 19, 22, 24, 28, 39, 40, 41, 43, 47, 50, 53, 56, 57, 60, 62, 63, 69, 72, 74, 75, 76, 78, 81, 82, 84, 88, 90, 92, 112, 113.

Категория M – механические транспортные средства, имеющие не менее четырёх колёс и используемые для перевозки пассажиров. На них распространяются следующие Правила ЕЭК ООН № 1–2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 23, 24, 25, 26, 27, 28, 30, 31, 32, 33, 34, 35, 36, 37, 38, 39, 42, 43, 44, 45, 46, 48, 49, 51, 52, 54, 55, 59, 64, 65, 66, 67, 68, 69, 70, 77, 79, 80, 83, 84, 85, 87, 89, 90, 91, 94, 95, 97, 98, 99, 100, 101, 103, 104, 107, 108, 109, 110, 112, 113, 114, 115, 116, 117, 118, 119, 121, 122, 123, 124, 125, 126.

Транспортные средства категории M<sub>2</sub>, предназначенные для перевозки пассажиров, имеющие, кроме места водителя, более восьми мест для сидения и максимальную массу не более 5 т, подразделяются на два класса:

класс А – транспортные средства, предназначенные для перевозки стоящих пассажиров; транспортные средства этого класса оборудуются местами для сидения, но в основном в них предусматриваются места для стоящих пассажиров;

## 1.2. Классификация автотранспортных средств

Категория	Технически допустимая максимальная масса, т	Характеристика АТС	Примеры АТС массового производства
M <sub>1</sub>	–	Для перевозки пассажиров (АТС, имеющие не более 8 мест для сидения, кроме места водителя)	LADA 21099, 2110, 2121; ГАЗ 32212, 3110, 2217; Ford Focus; VW Golf; BMW 3, 5-Series; Hyundai Getz; Toyota Corolla; Nissan Patrol; Subaru Legacy; Volvo S40
M <sub>2</sub>	До 5	Для перевозки пассажиров (АТС, имеющие более 8 мест, кроме места водителя)	ГАЗ 32213, 322132, 22171, 3239 Семар; Mercedes-Benz 413 CDI; IVECO Daily
M <sub>3</sub>	Свыше 5	Автобус, состоящий из шарнирно сочленённых секций, рассматривают как одно АТС	ПАЗ 32054; Волжанин 3290, 5270, 6270, 5285; Икарус 180; ЛиАЗ-5256.25, 6212
N <sub>1</sub>	До 3,5	Для перевозки грузов. Специальное оборудование, устанавливаемое на АТС, рассматривают как эквивалент груза	ГАЗ 3302, 2705, 2310, 2752; Volkswagen LT 35
N <sub>2</sub>	Свыше 3,5 до 12		ЗИЛ 478102; ГАЗ-СА3-35072; ГАЗ 3309
N <sub>3</sub>	Свыше 12,0		УРАЛ 5557-10; ЗИЛ 541720; Mercedes-Benz 1944; КамАЗ-53215, 6540
O <sub>1</sub>	До 0,75	Буксируемые АТС – прицепы	СА3-82993, 82994, 82993-01
O <sub>2</sub>	Свыше 0,75 до 3,5	Буксируемые АТС – прицепы и полуприцепы	СА3-831711, 9459
O <sub>3</sub>	Свыше 3,5 до 10	Буксируемые АТС – прицепы и полуприцепы	ОдАЗ-93572; ГКБ 8328-01, 819-01; НефАЗ-8332, 9334
O <sub>4</sub>	Более 10		МАЗ-938020-012; ОдАЗ-93577

Класс В – транспортные средства, не предназначенные для перевозки стоящих пассажиров; транспортные средства этого класса не могут перевозить стоящих пассажиров.

Транспортные средства категории М<sub>3</sub>, предназначенные для перевозки пассажиров, имеющие, кроме места водителя, более восьми мест для сидения и максимальную массу более 5 т, подразделяются на три класса:

класс I – транспортные средства, в конструкции которых предусмотрены места для перевозки стоящих пассажиров так, чтобы пассажиры могли постоянно передвигаться по салону;

класс II – транспортные средства, которые сконструированы главным образом для перевозки сидящих, и в которых может предусматриваться перевозка стоящих пассажиров, находящихся в проходах и/или местах, не выходящих за пределы пространства, отведённого для двух сидений;

класс III – транспортные средства, сконструированные исключительно для перевозки сидящих пассажиров.

Категория N – механические транспортные средства, имеющие не менее четырёх колёс, и предназначенные для перевозки грузов. На них распространяются следующие Правила ЕЭК ООН: 1–2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 23, 24, 25, 27, 28, 29, 31, 34, 37, 38, 39, 43, 45, 46, 48, 49, 51, 54, 55, 58, 59, 61, 65, 67, 68, 69, 70, 73, 77, 79, 83, 84, 85, 87, 89, 90, 91, 93, 95, 97, 98, 99, 100, 101, 102, 103, 104, 105, 108, 109, ПО, 111, 112, ИЗ, 114, 115, 116, 117, 119, 121, 122, 123.

категория O – немеханические колёсные транспортные средства: прицепы и полуприцепы. На них распространяются следующие Правила ЕЭК ООН: 3, 4, 6, 7, 10, 13, 23, 27, 30, 34, 37, 38, 43, 48, 54, 55, 58, 65, 70, 73, 77, 79, 90, 91, 102, 104, 105, 108, 109, 111, 117, 122.

Одна или более осей полуприцепа может быть ведущей с приводом от буксирующего транспортного средства (тягача):

*полный прицеп* – буксируемое АТС, оборудованное по меньшей мере двумя осями и буксирным (тягово-сцепным) устройством, которое может перемещаться вертикально по отношению к прицепу и служит для поворота передней(их) оси(ей), но не передаёт какой-либо значительной статической нагрузки на буксирующее транспортное средство (тягач);

*прицеп с центральной осью* – буксируемое АТС, оборудованное тягово-сцепным устройством, которое не может двигаться относительно тягача в вертикальной плоскости. Ось(и) смещена(ы) относительно центра масс при полной загрузке прицепа таким образом, что только незначительная статическая вертикальная нагрузка, не превышающая 10% массы прицепа или 10 кН (меньшего из указанных значений), передаётся тягачу.

Разработанные предписания по каждой категории ТС систематически перерабатываются, дополняются и уточняются. Упраздняются устаревшие нормативы и вводятся новые, более строгие требования, расширяется номенклатура видов испытаний автомобилей, в частности: антиблокировочных систем, ударно-прочностных свойств кабин и кузова, систем индивидуальной защиты водителя и пассажиров. При этом используются критерии биомеханической выносливости человека к ударным нагрузкам. Рассматриваются пути повышения внешней безопасности автомобилей при наездах на пешеходов и других незащищённых участников движения. Большое внимание уделяется экологической безопасности. ЕЭК ООН предполагает принять новые и ужесточить действующие Правила, нормирующие содержание токсичных компонентов в отработавших газах, уровни шума и радиопомех. В перспективе намечена разработка предписаний по снижению расхода топлива транспортными средствами всех категорий, продлению срока службы подвижного состава, рациональному расходу невозобновляемых природных ресурсов (в первую очередь жидкого топлива).

### 1.3. КОНСТРУКТИВНАЯ И ЭКСПЛУАТАЦИОННАЯ БЕЗОПАСНОСТЬ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

В действующем с 2002 г. Федеральном законе «О техническом регулировании» № 184-ФЗ введено законодательно понятие безопасности продукции, процессов производства, перевозок и т.д. как состояние, при котором отсутствует недопустимый риск, связанный с причинением вреда, в частности, жизни и здоровью граждан, имуществу, окружающей среде. Величину риска принято оценивать вероятностью (или частотой) воздействия фактора риска, рассматриваемого как случайное событие.

Конструктивная безопасность (безопасность конструкции АТС) обеспечивается как при проектировании и создании новых моделей АТС, так и при производстве АТС. Перед началом проектирования изучаются имеющиеся законодательные акты (законы, ведомственные постановления, ПДД, требования к дорогам, топливам, системы сертификации и т. д.). Затем определяется объём нормативов, которым должна соответствовать разработанная *модель*. Основные нормативные документы:

- Правила ЕЭК ООН (они являются базой ГОСТов);
- стандарты ISO (Международной организации по стандартизации);
- директивы ЕС (Европейского сообщества);
- ПДД;
- ГОСТы, ОСТы, РД;

- национальные стандарты стран-импортёров;
- фирменные нормативы.

Минимальным объёмом нормативов является перечень требований, которым должна соответствовать конструкция при сертификации автомобиля. Сертификация – комплекс мероприятий по подтверждению соответствия конструкции автомобиля установленным в Российской Федерации нормативным предписанием в соответствии с «Системой сертификации механических транспортных средств и прицепов» (ГОСТ Р), который регулярно пересматривается (раз в несколько лет).

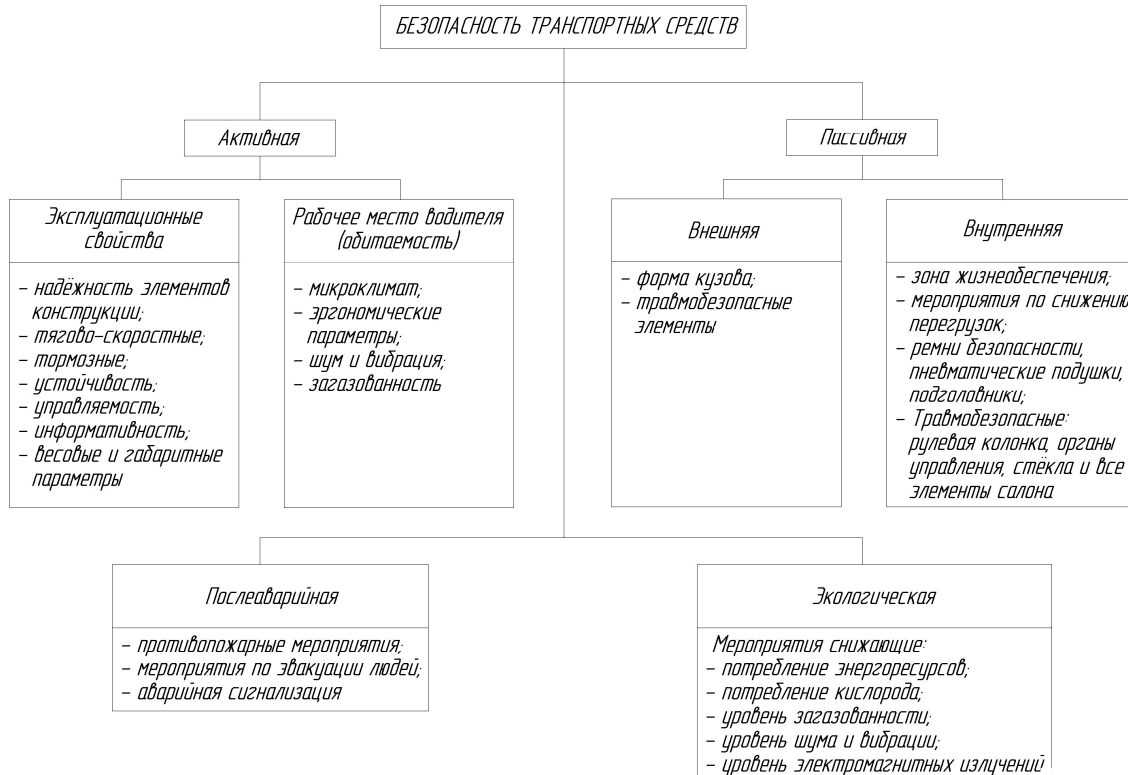
Перед началом производства АТС предприятие-изготовитель должно получить сертификат, который является одним из основных документов при регистрации каждого автомобиля в органах ГИБДД.

При производстве АТС контроль осуществляется за счёт функционирования на заводе-изготовителе системы качества и проведения представителями органа по сертификации регулярных инспекций уровня обеспечения качества выпускаемой сертифицированной продукции на заводе.

Конструктивная безопасность автомобиля является сложным свойством. Учитывая разнообразие источников возникновения факторов риска причинения вреда, конструктивную безопасность принято в принципе, разделять на активную, пассивную, послеаварийную и экологическую (рис. 1.2). Повышение уровня активной и пассивной безопасности ТС, прежде всего, за счёт усиления требований к разработке и установке на ТС конструктивных элементов, обеспечивающих защиту жизни и здоровья участников дорожного движения, предусмотрено Федеральной целевой программой «Повышение безопасности дорожного движения в 2013 – 2020 гг.».

*Активная безопасность автомобиля* – свойство автомобиля, позволяющее водителю предотвращать ДТП (снижать вероятность риска возникновения ДТП). Уровень активной безопасности (АБ) автомобиля проявляется в нештатной ситуации, когда водитель в состоянии изменить характер движения.

*Пассивная безопасность автомобиля* – свойство автомобиля предотвращать и снижать тяжесть причинения вреда жизни и здоровью участникам движения (уменьшать вероятность риска травмирования, гибели, потери имущества) при ДТП. Различают внутреннюю пассивную безопасность, снижающую травматизм пассажиров и водителя, обеспечивающую сохранность груза и внешнюю пассивную безопасность, которая уменьшает вероятность нанесения вреда другим участникам движения. Уровень пассивной безопасности (УПБ) автомобиля можно характеризовать ударно-прочностными



**Рис. 1.2. Структура безопасности транспортных средств**

свойствами и возгораемостью (внутренняя ПБ), а безопасность элементов обустройства дорог (внешняя ПБ) – ударно-прочностными свойствами.

Эффективность ПБ во многом зависит от наличия удерживающих средств: специальных и квазизащитных.

Специальные – средства, установленные для повышения эффективности связи водителя, пассажира или груза с автомобилем (ремни безопасности, пневматические защитные устройства, экраны или спецкрепления для защиты от перемещений при ударе груза).

Квазизащитные – это средства, основное функциональное назначение которых не связано с обеспечением ПБ. Они размещены в зоне возможного удара человека (элементы управления и интерьера) и в зонах возможного перемещения грузов (задняя стенка кабины, элементы крепления сиденья).

*Послеаварийная безопасность автомобиля* – свойство автомобиля снижать тяжесть последствий ДТП в конечной фазе и после ДТП.

К послеаварийной безопасности (ПаБ) относятся:

- пожаробезопасность – показатель, характеризующий величину, обратную вероятности риска причинения вреда при возгорании автомобиля. Показатель определяется как конструкцией автомобиля, так и наличием средств пожаротушения;

- герметичность – показатель, характеризующий величину, обратную вероятности риска проникновения воды в салон, кабину, фургон при погружении автомобиля в воду или затоплении;

- эвакуационная приспособленность – показатель, характеризующий возможность быстрой эвакуации пострадавших и оказания первичной медицинской помощи. Показатель определяется как конструкцией замков, дверей, так и наличием запасных выходов, аварийной сигнализации, медицинской аптечки.

В большинстве случаев провести чёткую границу между требованиями ПБ и ПаБ не всегда возможно. Так, например, замки автомобильных дверей должны выдерживать большие перегрузки, не открываясь, чтобы предотвратить выпадение пассажиров при ДТП (ПБ). Вместе с тем, они не должны заклиниваться и препятствовать эвакуации пострадавших из автомобиля (ПаБ). В этом случае послеаварийную безопасность следует рассматривать в составе пассивной безопасности ТС.

*Экологическая безопасность автомобиля* – это свойство автомобиля, позволяющее уменьшить риск причинения вреда участникам движения и окружающей среде в условиях эксплуатации. Под экологической безопасностью (ЭБ) автомобиля мы будем понимать комплекс конструктивных свойств, минимизирующих объёмы выбросов вредных веществ с отработавшими газами и мелкодисперсными час-

тицами, уменьшающих уровни шума и вибрации, снижающих отходы при ТО и Р в процессе эксплуатации автомобиля.

Экологическая безопасность автомобиля, как и любой другой промышленной продукции, в соответствии с международными и национальными требованиями (ГОСТ Р ISO 14040–14043), должна оцениваться в течение всего жизненного цикла. Данный подход принят как наиболее адекватный для оценки эффективности конструктивных, технологических и эксплуатационных мероприятий и реализуется практически на всех автомобильных фирмах мира.

Рассмотренные виды конструктивной безопасности автомобиля взаимосвязаны, влияют один на другой, как в плане повышения уровня вида безопасности, так и его возможного снижения при удовлетворении приоритетных требований.

Наиболее чётко взаимосвязь и взаимовлияние видов конструктивной безопасности проявляется при ДТП. В каждом ДТП условно можно выделить три фазы: начальную, кульминационную и конечную. Продолжительность ДТП составляет от долей секунд до нескольких минут, и все три фазы неразрывно связаны между собой.

Начальная фаза ДТП характеризуется условиями движения автомобилей и других участников движения перед их взаимодействием с объектами соударения. Включает нештатную и аварийную ситуации. Под нештатной ситуацией (обстановкой) принимают такую дорожную ситуацию (обстановку), при которой участники движения могут принять меры по предотвращению ДТП. Если эти меры не приняты или оказались неэффективными, то обстановка переходит в аварийную. Аварийной ситуацией называют такую дорожную ситуацию, при которой участники движения не располагают технической возможностью предотвратить ДТП.

Кульминационная фаза ДТП характеризуется взаимодействием автомобиля с объектом соударения.

Конечная фаза следует за кульминационной, и её окончание совпадает с прекращением динамического и любого другого воздействия (например, пожара) на автомобиль.

Требования ЭБ автомобиля должны обеспечиваться во всех фазах ДТП. Розлив ГСМ – характерное проявление снижения ЭБ автомобиля при ДТП.

Взаимосвязь различных видов безопасности и противоречивость требований, предъявляемых к конструкции автомобиля, вынуждают конструкторов и эксплуатационников принимать компромиссные решения. При этом неизбежно ухудшаются одни свойства, менее существенные для автомобиля данного типа, и улучшаются другие, имеющие большее значение.



### *Эксплуатационная безопасность АТС*

Возможность эффективного использования автомобиля по назначению определяют по его эксплуатационным свойствам. Согласно классификации, предложенной академиком Е.А. Чудаковым, к эксплуатационным свойствам автомобиля относятся: динамичность, топливная экономичность, устойчивость, проходимость, плавность, надёжность, вместимость и т.д.

Последствия количественного роста подвижного состава, увеличения скоростного режима и плотности движения транспортных средств создали объективную потребность системного изучения факторов, влияющих на безопасность и эксплуатационные свойства автомобилей в составе двух компонентов – конструктивной и эксплуатационной безопасности транспортных средств.

Как и другие эксплуатационные свойства, безопасность, является функцией общих параметров автомобиля, выходных характеристик агрегатов и их технического состояния.

По статистике значительное число ДТП с тяжёлыми последствиями связано с неудовлетворительным техническим состоянием транспортных средств. Ройтман Б.А. приводит данные Института общественной безопасности США: неисправности автомобиля стали причиной 4–5% происшествий (с вероятностью 100%), 9 – 13% происшествий (с вероятностью не менее 80%), 15 – 25% происшествий (с вероятностью менее 80%). По данным НИЦ ГИБДД МВД России аварийность из-за неудовлетворительного технического состояния автомобилей в Российской Федерации доля происшествий может достигать до 15%. Для этой группы характерны ДТП из-за неисправности тормозных систем (40 – 50%), внешних световых приборов и устройств обзора дороги (25 – 30%) и состояния шин (5 – 10%). Основными положениями по допуску транспортных средств к эксплуатации и обязанностям должностных лиц по обеспечению безопасности дорожного движения установлен перечень неисправностей и условий, при которых запрещается эксплуатация транспортных средств.

Проблема содержания автомобилей в исправном состоянии, с точки зрения обеспечения безопасности дорожного движения и окружающей среды, поставлена в развитых странах в ряд важных государственных задач. Снижение количества участвующих в движении неисправных автомобилей – это постоянное требование и для настоящего дня.

Обеспечение безопасности при эксплуатации АТС (эксплуатационная безопасность) на первом этапе осуществляется при допуске к эксплуатации (регистрации АТС в органах ГИБДД), когда проверяется наличие сертификата, а также может ограничиваться допуск к эксплуата-

ции автомобилей с большим сроком эксплуатации (5 или 10 лет); автомобилей, не предназначенных для правостороннего движения и т. д. Система поддержания безопасного технического состояния АТС осуществляется эксплуатирующей организацией (или собственником).

#### 1.4. НОРМАТИВНЫЕ ДОКУМЕНТЫ, РЕГЛАМЕНТИРУЮЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ АВТОМОБИЛЯ

##### *Сертификация автотранспортных средств*

В развитых странах требования к безопасности АТС установлены законодательными актами. В Российской Федерации такими документами являются: федеральный закон от 10.12.1995 г. № 196-ФЗ «О безопасности дорожного движения» и федеральный закон от 10.01.2003 г. № 7-ФЗ «Об охране окружающей среды» [1].

С целью разрешения реализации в России АТС, соответствующих установленным требованиям безопасности для жизни, здоровья или имущества граждан и охраны окружающей среды, проводятся их испытания и проверки производства в рамках обязательной сертификации. Правила и порядок обязательной сертификации по требованиям безопасности регламентируются федеральным законом от 27.12.2003 г. № 184-ФЗ «О техническом регулировании». Для сертификации автомобилей, составных частей и оборудования, запасных частей и принадлежностей создана Система механических транспортных средств и прицепов. Система распространяется на автобусы, троллейбусы, электромобили, мотоциклы, мопеды, прицепной состав, их составные части и предметы оборудования, запасные части и принадлежности на территории Российской Федерации.

В Системе учтены положения Руководства ИСО/МЭК 7, 16, 23, 28, 40, 48, 53, 56, европейских стандартов EN 45011, EN 45012, а также МС ИСО серии 9000. Система учитывает обязательства и требования, вытекающие из присоединения Российской Федерации к Женевскому Соглашению 1958 г., к Глобальному соглашению 1998 г., Соглашению о периодических технических осмотрах 1997 г., а также к Венской конвенции о дорожном движении 1968 г.

Основополагающим документом Системы являются Правила по проведению работ в Системе сертификации механических транспортных средств и прицепов, утверждённые 09.10.1996 г. Госстандартом России. Правила содержат:

- порядок сертификации транспортных средств, составных частей и предметов оборудования;
- порядок сертификации запасных частей и принадлежностей к механическим транспортным средствам и прицепах.

В Системе соответствие автомобилей установленным требованиям нормативных документов подтверждается посредством выдачи «Одобрения типа транспортного средства». По отдельным свойствам, а также на составные части и предметы оборудования, запчасти и принадлежности оформляется «Сертификат соответствия».

Дополнительно к ранее действующим отраслевым и государственным стандартам нормативные документы с техническими требованиями безопасности автомобилей согласно международным обязательствам России приняты и введены в действие с 1999 г. Постановлением Госстандарта России в качестве национальных стандартов системы ГОСТ Р группы 41.

Стандарты содержат обязательные требования для автомобилей, идентичные по тексту Правилам ЕЭК ООН. При отсутствии Правил ЕЭК ООН или при наличии национальных нормативных документов с дополнительными требованиями безопасности ТС, проверки в Системе проводятся также и по национальным нормативным документам.

Проверка соответствия конкретного типа автомобиля требованиям безопасности в общем случае предусматривает следующие работы:

- определение путём проведения испытаний соответствия образца требованиям безопасности, установленным нормативными документами;
- проверку производства автомобилей на наличие условий, обеспечивающих стабильный уровень характеристик и показателей безопасности, подтверждаемых испытаниями;
- выдачу «Одобрения типа транспортного средства»;
- инспекционный контроль соответствия выпускаемых автомобилей требованиям безопасности.

При выдаче «Одобрения типа транспортного средства» признаются результаты проверок соответствия автомобилей требованиям безопасности в других региональных или национальных системах, действующих в рамках Женевского Соглашения 1958 г., о присоединении к которому заявлено Российской Федерацией.

В «Одобрении типа транспортного средства» приводятся описания типа транспортного средства, типа двигателя, основных систем, обеспечивающих требования безопасности, масса и габаритные размеры. В приложении даётся перечень официальных сообщений о проведённых испытаниях и проверках транспортного средства. Номер «Одобрения типа транспортного средства» приводится в паспорте транспортного средства и информационной табличке на кузове автомобиля.

Контроль соответствия АТС требованиям эксплуатационной безопасности проводится при техническом осмотре автомобилей. Нормативным документом, на соответствие которому проводится проверка технического состояния АТС, является ГОСТ Р 51709–2001.

## Глава 2

# АКТИВНАЯ БЕЗОПАСНОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

---

---

### 2.1. АКТИВНАЯ БЕЗОПАСНОСТЬ – ФУНКЦИЯ СОВОКУПНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ АВТОМОБИЛЯ

Активная безопасность является одной из составляющих конструктивной безопасности автомобиля. Активная безопасность – свойство транспортных средств, снижающее вероятность ДТП (предотвращающее его возникновение).

Активная безопасность проявляется в период, соответствующий начальной фазе ДТП, когда в дорожно-транспортной ситуации (ДТС) водитель в состоянии изменить характер движения автомобиля.

Активная безопасность автотранспортных средств (АТС) зависит от габаритных весовых параметров, тяговой и тормозной динамичности, устойчивости и управляемости. Можно отметить, что это совсем не полный перечень свойств, влияющих на активную безопасность транспортных средств (см. рис. 1.1).

Большое значение для оценки активной безопасности автомобиля имеет его информативность, под которой понимают свойство транспортного средства обеспечить участников движения необходимой информацией.

Косвенное влияние на активную безопасность оказывают надёжность и эргономичность автомобиля параметры дороги, с которыми, как правило, согласовываются компоновочные, весовые и другие параметры автомобиля. Измерители отмеченных выше свойств автомобиля служат для оценки конструкции автомобиля и её соответствия условиям эксплуатации, и в достаточной мере удовлетворяют требованиям автомобильного транспорта.

### 2.2. КОМПОНОВОЧНЫЕ ПАРАМЕТРЫ АВТОМОБИЛЯ

#### 2.2.1. Габаритные параметры автомобиля

Для обеспечения безопасности дорожного движения все транспортные средства, допускаемые к эксплуатации на дорогах общего пользования, должны удовлетворять требованиям, ограничивающим их размеры и массу. Такие требования во всех странах устанавливаются в законодательном порядке.

Параметры транспортного средства определяются его габаритными размерами (длиной, высотой, шириной) и массой. Эти параметры

не остаются постоянными в процессе движения, что связано с динамикой перемещения отдельных точек транспортного средства в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Максимальные значения длины, высоты и ширины транспортного средства регламентированы соответствующими документами и составляют: 20; 3,8; 2,5 м.

Длина и взаиморасположение отдельных внешних точек транспортного средства определяют его профильную проходимость и манёвренность.

Профильная проходимость характеризует способность транспортного средства преодолевать неровности пути, препятствия и вписывается в дорожные габариты. Оценочными параметрами профильной проходимости являются: дорожный просвет  $h_{пр}$ , передний и задний  $l_n$  и  $l_z$  свесы, углы переднего и заднего свеса  $\alpha_{пр}$  и  $\beta_{пр}$ , радиус продольной  $\rho_{пр}$  и поперечной проходимости  $\rho'_{пр}$  (рис. 2.1). Кроме того, для автопоездов оценочными параметрами являются углы гибкости в вертикальной  $\alpha$  и горизонтальной плоскостях  $\beta$ , т.е. максимальные углы возможного отклонения осей сцепного и тягового устройства (рис. 2.2).

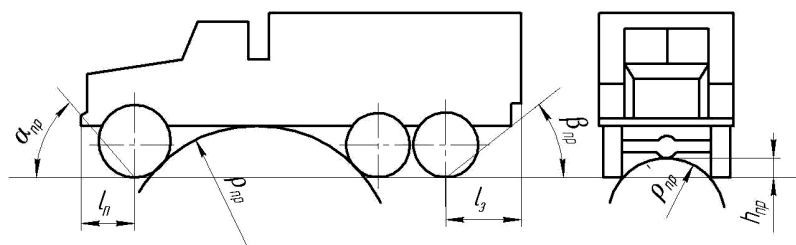


Рис. 2.1. Геометрические показатели проходимости автомобиля

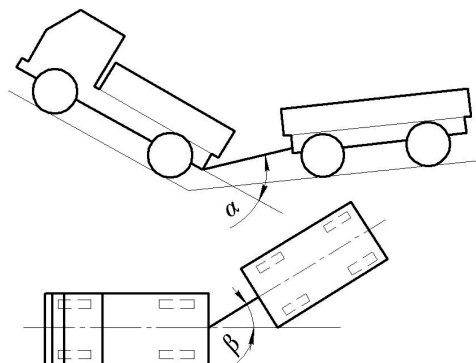
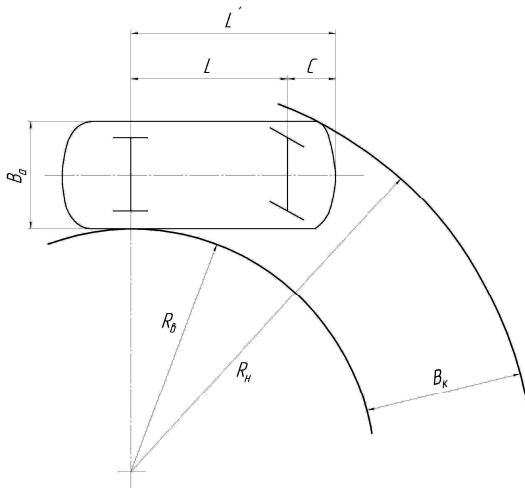


Рис. 2.2. Углы гибкости автопоезда в вертикальной и горизонтальной плоскостях



**Рис. 2.3. Динамический коридор движения автомобиля при повороте**

Манёвренность транспортного средства характеризует его способность изменять направление движения в горизонтальной плоскости на минимальной площади.

Ширина транспортного средства определяет коридор движения, т.е. ширину полосы проезжей части, необходимой транспортному средству при движении по условиям безопасности, который называется динамическим коридором. Увеличение занимаемого коридора движения объясняется отклонением транспортных средств от прямолинейного движения с увеличением скорости (рис. 2.3).

Чем выше скорость, тем больше занимаемый динамический коридор  $B_k$  движения и тем, следовательно, шире полоса движения требуется транспортному средству с позиций безопасности движения:

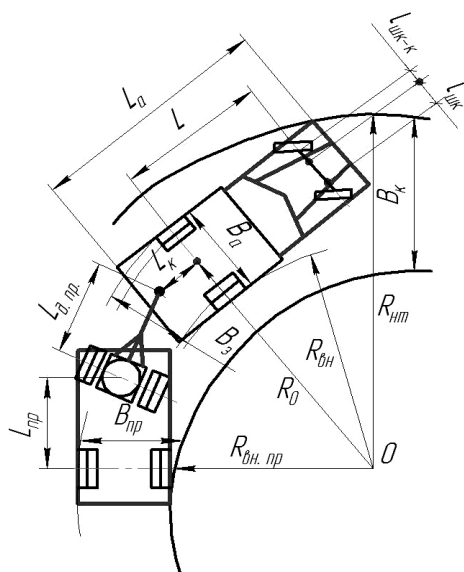
$$B_k = B_a + 3,6v^n K + C ,$$

где  $K$  – эмпирический коэффициент, принимаемый равным  $0,01 \dots 0,05$ ;  $n$  – показатель степени, принимаемый равным или меньше единицы в зависимости от типа транспортного средства;  $C$  – зазор безопасности, принимаемый  $0,3 \dots 1,0$  м в зависимости от типа транспортного средства.

Коридор движения автопоезда при достижении сравнительно высокой скорости (40 км/ч и более) в результате поперечных колебаний прицепа в горизонтальной плоскости может достигнуть значения, угрожающего безопасности движения. Причём опасность возникает не только для других участников движения, но и для автопоезда в резуль-

тате потери устойчивости прицепа, ухудшения управляемости всего автопоезда. Кроме того, эти колебания вызывают значительные нагрузки на элементы автопоезда, особенно на тягово-сцепное устройство, что может привести к его поломке. Повышение критической скорости по условиям устойчивости автопоезда достигается увеличением базы прицепа (полуприцепа) и смещением центра тяжести к сцепному устройству.

Полоса движения автопоезда на повороте имеет сложную конфигурацию (рис. 2.4). С внешней по отношению к центру поворота стороны она ограничена траекторией края переднего крыла или бампера тягача, а с внутренней стороны – задним углом прицепа.



**Рис. 2.4. Динамический коридор автопоезда при круговом движении:**

$L_a$  – длина автомобиля;  $L$  – база автомобиля;  $B_з$  – ширина колеи задних колёс автомобиля;  $B_a$  – ширина автомобиля;  $l_{шк-к}$  – расстояние между шкворнями поворотных цапф;  $l_{шк-к-к}$  – расстояние от оси шкворня до средней продольной вертикальной плоскости колеса;  $L_к$  – расстояние от задней оси автомобиля до буксирного крюка;  $L_{д. пр.}$  – длина дышла прицепа;  $L_{пр.}$  – база прицепа;

$B_{пр.}$  – ширина прицепа;  $R_{вт.}$  – радиус поворота по внешней крайней точке автомобиля;  $R_{вн.}$  – радиус поворота внутреннего заднего колеса автомобиля;

$R_0$  – радиус поворота средней точки заднего моста автомобиля;

$R_{вн. пр.}$  – радиус поворота внутреннего заднего колеса прицепа;

$O$  – центр поворота

Определение формирующих факторов динамического коридора производится по приведённым ниже формулам.

Радиус поворота середины заднего моста

$$R_0 = R_{\text{вн}} + \frac{B_3}{2}, \text{ м.} \quad (2.1)$$

Радиус поворота внутреннего заднего колеса

$$R_{\text{вн}} = R_0 - \frac{B_3}{2} = \frac{L}{\text{tg}\alpha'} - \frac{B_3}{2}, \text{ м.} \quad (2.2)$$

Радиус поворота внешней крайней точки автомобиля

$$R_{\text{нт}} = \sqrt{\left(R_0 + \frac{B_a}{2}\right)^2 + (L_a - L_c)^2}, \text{ м,} \quad (2.3)$$

где  $B_3$  – колея задних колёс автомобиля, м;  $B_a$  – ширина автомобиля, м;  $L$  – база автомобиля, м;  $\alpha'$  – приведённый угол поворота управляемых колёс, равный  $\alpha' = \frac{\alpha_n + \alpha_v}{2}$ ,  $\alpha_n$  – угол поворота наружного колеса,

град;  $\alpha_v$  – угол поворота внутреннего колеса, град;  $L_a$  – длина автомобиля, м;  $L_c$  – длина заднего свеса (расстояние от задней оси до буксирного крюка).

Тогда динамический габарит автомобиля ( $B_k$ ) может быть определён по формуле

$$B_k = R_{\text{нт}} - R_{\text{вн}} = \sqrt{\left(R_0 + \frac{B_a}{2}\right)^2 + (L_a - L_c)^2} - \frac{L}{\text{tg}\alpha'} - \frac{B_3}{2}, \text{ м.} \quad (2.4)$$

Радиус поворота по внешнему переднему колесу автомобиля

$$R_{\text{нк}} = L \sqrt{1 + \left(\frac{l_{\text{шк}}}{L} + \text{ctg}\alpha'\right)^2} + l_{\text{шк-к}}, \text{ м,} \quad (2.5)$$

где  $l_{\text{шк}}$  – расстояние между поворотными шкворнями передней оси автомобиля, м;  $l_{\text{шк-к}}$  – расстояние от поворотного шкворня до средней продольной (вертикальной) плоскости колеса, м.

Динамический коридор автомобильного поезда шире полосы одиночного автомобиля при этом же радиусе поворота, так как она зависит не только от тягача, но и от базы прицепа, длины дышла и величины заднего свеса (расстояния от задней оси до крюка). Она определяется основной траекторией автопоезда и сдвигом траекторий прицепов к центру поворота, описываемых серединами их задних осей.



Предельный сдвиг траекторий прицепов достигается при установлении кругового движения автопоезда.

Сдвиг траекторий прицепов при неустановившемся движении на повороте всегда меньше предельного сдвига и аналитическим путём точно не определяется. В связи с этим не представляется возможным аналитически точно определить динамический коридор автопоезда.

Практически установлено, что для автопоезда при радиусе поворота 6,4 м и едином режиме поступательной скорости движения и угловой скорости поворота управляемых колёс сдвиг траектории задней оси второго прицепа составит при повороте на  $45^\circ$  – 0,9 м, на  $90^\circ$  – 1,4 м и на  $180^\circ$  – 1,8 м. При увеличении угловой скорости поворота управляемых колёс (быстрый поворот рулевого колеса) и остальных неизменных условиях величина сдвига траекторий увеличивается, и при повороте на  $90^\circ$  составляет 1,9 м вместо 1,4 по предыдущим условиям. Поэтому ширину динамического коридора автопоезда при неустановившемся криволинейном движении определяют приближёнными расчётами, базирующимися на предположении, что любой поворот автопоезда является установившимся круговым, который даёт наибольшую полосу, по которой надо рассчитывать возможность безопасного проезда (рис. 2.5).

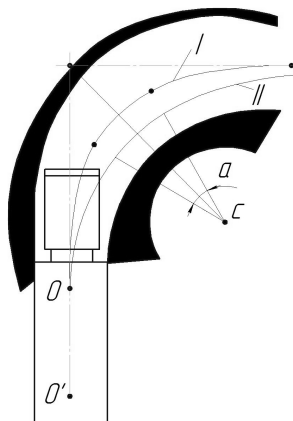
Радиус поворота внутреннего заднего колеса двухосного прицепа автопоезда из одного прицепа определяется по формуле

$$R_{\text{вн.пр}} = \sqrt{R_0^2 - l_{\text{д.пр}}^2 - L_{\text{пр}}^2 + l_{\text{к}}^2} - \frac{B_{\text{пр}}}{2}, \text{ м}, \quad (2.6)$$

где  $l_{\text{к}}$  – расстояние от середины задней оси автомобиля-тягача до буксирного крюка (длина заднего свиса сцепного устройства).

**Рис. 2.5. Фактический и круговой динамический коридор движения автомобиля-тягача с полуприцепом при повороте на  $90^\circ$ :**

*I* – траектория (основная) середины заднего ведущего моста тягача;  
*II* – траектория середины задней оси полуприцепа; *ПО* – продольная ось автомобиля-тягача; *C* – центр поворота



Радиус поворота внутреннего заднего колеса полуприцепа

$$R_{\text{вн.п}} = \sqrt{R_0^2 + l_{\text{к.п}}^2 - L_{\text{пп}}^2} - \frac{B_{\text{пп}}}{2}, \text{ м}, \quad (2.7)$$

где  $l_{\text{к.п}}$  – расстояние от середины задней оси автомобиля-тягача до места крепления полуприцепа, м;  $L_{\text{пп}}$  – база полуприцепа, м;  $B_{\text{пп}}$  – колея полуприцепа, м.

Радиус поворота внутреннего заднего колеса прицепа-ропуска

$$R_{\text{вн.пр.р}} = \sqrt{R_0^2 + l_{\text{к}}^2 - l_{\text{др}}^2} - \frac{B_{\text{пр.р}}}{2}, \text{ м}, \quad (2.8)$$

где  $l_{\text{др}}$  – длины дышла роспуска, м;  $B_{\text{пр.р}}$  – колея роспуска, м;  $R_0$  – радиус поворота средней задней оси автомобиля-тягача, м.

Динамический коридор одиночного автомобиля по внешнему переднему колесу определяется

$$B_{\text{к}} = R_{\text{н}} - R_{\text{вн}} = L \sqrt{1 + \frac{l_{\text{шк}}}{L} + \text{ctg}\alpha'} + l_{\text{шк-к}} - R_0 - \frac{B_{\text{з}}}{2}, \text{ м} \quad (2.9)$$

Динамический коридор автопоезда определяется как разность радиуса поворота крайней наружной точки автомобиля  $R_{\text{н.т}}$  и радиусов поворотов внутренних колёс автоприцепов  $R_{\text{вн.пр}}$ . Их расчётная формула будет иметь вид

$$B_{\text{к}} = R_{\text{н.т}} - R_{\text{вн.пр}}, \text{ м}. \quad (2.10)$$

Ширина динамического коридора автопоезда зависит от базы и длины дышла, поэтому значительно больше, чем у одиночного автомобиля с той же габаритной шириной. Так, например, для грузового автомобиля с прицепом при  $R_0 = 6$  м и  $C_{\text{к}} = 1$  м максимальная ширина коридора может достигать 6 м, т.е. более чем вдвое превосходит габаритную ширину тягача. Большая ширина полосы движения, занимаемой автопоездами, наряду с их неудовлетворительной динамичностью является одной из причин обозначения автопоездов по требованиям безопасности специальными опознавательными знаками: спереди – «Автопоезд», сзади – «Длинномерное транспортное средство».

Для улучшения манёвренности и уменьшения ширины динамического коридора в составе автопоездов применяют прицепы с управляемыми передними колёсами, в ходовой части автобусов особо большой вместимости устанавливают заднюю подруливающую ось.

Габаритная высота  $H_{\text{а}}$  имеет значение при проезде автомобилей под путепроводами и проводами контактной сети. Транспортные средства (например, двухэтажные троллейбусы или автобусы, полуприцепы-панелевозы или автомобили-фургоны) с высоко расположенным

центром тяжести испытывают значительные угловые колебания в поперечной плоскости. При движении по неровной дороге они могут верхним углом задеть за столб или мачту. Максимально допустимая габаритная высота транспортного средства составляет 3,8 м.

Габариты транспортного средства (длина, ширина и высота) и минимальный радиус поворота указываются изготовителем в Руководстве по эксплуатации ТС.

## **2.2.2. Весовые параметры транспортного средства**

### ***Масса автомобиля***

Массовая характеристика транспортных средств включает в себя массу автомобиля в снаряжённом состоянии, его полную массу, сухую и максимальную.

Снаряжённая (собственная) масса – это масса полностью заправленного автомобиля с запасным колесом, инструментом и водителем.

Полная масса – включает в себя снаряжённую массу и расчётную номинальную массу груза или пассажиров, установленную предприятием-изготовителем в качестве максимально допустимой.

Сухая масса – это масса незаправленного автомобиля без инструмента и запасного колеса.

Максимальная масса представляет собой сумму нагрузок на оси ТС, ограничивается предельно допустимой нагрузкой на ось и не должна превышать разрешённую нагрузку на ось для дорог определённой категории.

Масса транспортного средства, кроме непосредственного влияния на активную безопасность ТС, также косвенно воздействует на техническое состояние дорожного покрытия. Многократное динамическое воздействие ТС на дорогу приводит к накоплению пластических деформаций в дорожной одежде, нарушению внутренних связей между её слоями и, как следствие, к снижению сроков службы покрытия. Покрытие длительное время выдерживает движение автомобилей, не разрушаясь только в том случае, если оно рассчитано с учётом величины возможных нагрузок и частоты их приложения.

Масса транспортного средства для безопасности движения имеет косвенное значение. Её влияние в основном сказывается на сроках службы дорожного покрытия. Срок службы покрытия значительно увеличивается, если при организации автомобильных перевозок учитывать прочность дорожной одежды.

Покрытие, имеющее достаточный запас прочности, при расчёте на однократное воздействие нагрузки разрушается при её многократном приложении.

Чем больше масса транспортного средства, тем больше динамические нагрузки на дорогу, тем меньше срок службы покрытия. Поэтому, несмотря на очевидные преимущества применения подвижного состава большой массы, во всех странах строго соблюдается ограничение осевых нагрузок и полных масс транспортных средств.

По дорогам с усовершенствованным капитальным покрытием могут двигаться транспортные средства с предельной осевой нагрузкой 100 кН, а при двух спаренных мостах – 180 кН. На дорогах любых типов, соответственно, 60кН и 110 кН. Максимальная масса и нагрузка на оси обязательно указывается изготовителем в Руководстве по эксплуатации транспортного средства и вносится в регистрационные документы.

***Центр тяжести и нагрузка, приходящаяся на оси транспортного средства***

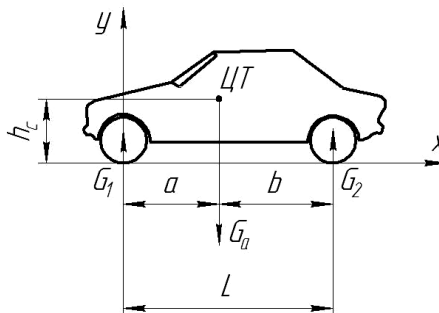
Нагрузки, воспринимаемые дорогой от колёс автомобиля, стоящего неподвижно на горизонтальной площадке (рис. 2.6), или равные им по абсолютной величине нормальные реакции дороги на колёса находим из условий равновесия автомобиля в вертикальной плоскости:

$$G_1 = G_a \frac{b}{L}; \quad (2.11)$$

$$G_2 = G_a \frac{a}{L}. \quad (2.12)$$

Здесь  $a$  и  $b$  – отрезки, определяющие положение центра тяжести автомобиля в продольной плоскости.

Очевидно,  $G_1 + G_2 = G_a$ . Практически величины  $G_1$  и  $G_2$  находят путём взвешивания отдельно передней и задней частей автомобиля.



**Рис. 2.6. Центр тяжести автомобиля**

По известным значениям  $G_1$  и  $G_2$  легко определить из выражений (2.11) и (2.12) величины  $a$  и  $b$ :

$$a = \frac{G_2}{G_a} L;$$

$$b = \frac{G_1}{G_a} L = L - a,$$

где  $L$  – определяемая непосредственным замером база автомобиля.

При движении автомобиля возникают дополнительные силы и моменты, различные в разных условиях движения (подъём, ускорение и т.д.), которые меняют указанное распределение нагрузок.

Высота центра тяжести автомобиля  $h_g$ , входящая в приведённые выше уравнения, может быть определена экспериментально следующим образом.

Установив автомобиль на платформу весов одной стороной (например, правыми колёсами) и определив таким образом вес, приходящийся на эти колёса ( $G_n$ ), можно найти положение центра тяжести автомобиля в поперечной плоскости

$$G_n B = G_a c,$$

где  $B$  – колея автомобиля;

$$c = \frac{G_n}{G_a} B.$$

Если затем приподнять одну сторону так, чтобы автомобиль наклонился на некоторый угол  $\beta$ , то показания весов изменятся. Обозначая вес, приходящийся на правую сторону, в этом случае через  $G'_n$ , из условий равновесия будем иметь

$$G'_n B' = G_a c'.$$

Но  $B' = B \cos \beta$  и  $c' = c \cos \beta + h_g \sin \beta$ .

Следовательно,  $G'_n B \cos \beta = G_a (c \cos \beta + h_g \sin \beta)$ ,

откуда

$$h_g = \left( \frac{G'_n}{G_a} B - c \right) \operatorname{ctg} \beta = \frac{B}{G_a} (G'_n - G_n) \operatorname{ctg} \beta.$$

В тех случаях, когда разница между колёй передних и задних колёс автомобиля значительна, путём последовательного взвешивания можно найти высоту центра тяжести, приходящейся на каждую из двух осей, а затем найти высоту центра тяжести всего автомобиля.

Отмечая величины, относящиеся к передней и задней осям, соответственно индексами 1 и 2, и координируя положение центра тяжести всего автомобиля и его продольной плоскости отрезками  $a$  и  $b$ , методом, принятым для нахождения центра тяжести, после преобразований находим

$$h_g = \frac{h_{g1}b + h_{g2}a}{a + b} = \frac{\left(\frac{G'_{1п}}{G_1} B_1 - c_1\right)b + \left(\frac{G'_{2п}}{G_2} B_2 - c_2\right)a}{a + b} \operatorname{ctg}\beta. \quad (2.13)$$

Так как из условия геометрического подобия  $c_1b + c_2a = c(a + b)$ , то при  $B_1 = B_2 = B$  (2.13) будет совпадать с (2.12).

Перед взвешиванием необходимо:

- заклинить рессоры, чтобы при наклоне автомобиля не происходило перекоса рамы с кузовом относительно осей;
- возможно сильнее накачать шины, чтобы уменьшить их боковую деформацию или, если возможно, снять шипы совсем, подложив под ободы деревянные башмаки.

Для исключения влияния боковых сил колёса должны опираться на платформу не непосредственно, а через шарики, причём между шариками, лежащими на платформе, и колёсами помещаются достаточно жёсткие стальные пластины.

Указанные предосторожности не нужны, если высоту центра тяжести находить не при боковом наклоне автомобиля, а при подъёме его передка, с одновременным замером на весах изменения нагрузки на задние колёса (рис. 2.7)

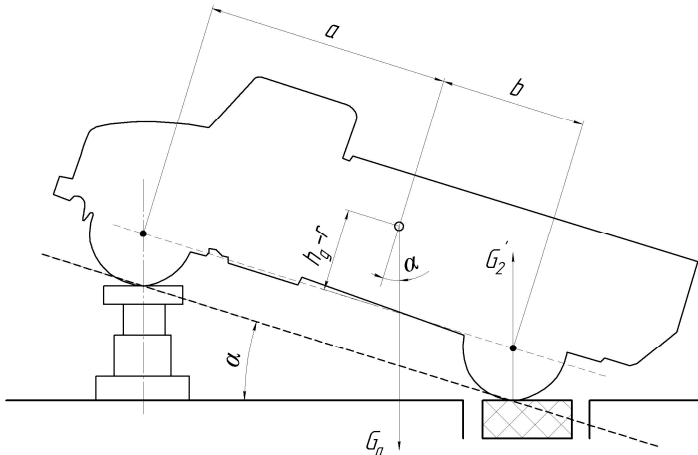


Рис. 2.7. Центр тяжести автомобиля при подъёме передней оси

Сумма моментов всех сил относительно оси, соединяющей точки опоры передних колёс,

$$G'_2(a+b)\cos\alpha - G_a[a\cos\alpha + (h_g - r)\sin\alpha] = 0,$$

откуда высота центра тяжести равна

$$h_g = \frac{G'_2}{G_a}(a+b)\operatorname{ctg}\alpha - \operatorname{act}\alpha + r$$

или, так как  $G_a = G_a \frac{a+b}{a}$ , после преобразований имеем

$$h_g = \operatorname{act}\alpha \left( \frac{G'_2}{G_2} - 1 \right) + r, \quad (2.14)$$

где  $G'_2$  – нагрузка, приходящаяся на задние колёса при подъёме передка;  $\alpha$  – угол наклона автомобиля в продольной плоскости.

Недостатком этого метода является то, что для получения точных результатов подъём передка должен быть весьма значительным, так как в противном случае обычно применяемые платформенные весы не могут уловить изменения нагрузки на задние колёса.

## 2.3. ТЯГОВАЯ ДИНАМИЧНОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

### 2.3.1. Приемистость как показатель тяговой динамичности

Тяговая динамичность – свойство автомобиля, характеризующее баланс между силами, движущими автомобиль, и силами сопротивления движения.

Тяговая динамичность автомобиля как показатель приемистости автомобиля, где в качестве измерителей характеризуется способность автомобиля к разгону, ускорению, времени разгона в заданном интервале скоростей.

Приемистость – это способность автомобиля к наращиванию скорости на горизонтальной дороге при полном использовании мощности двигателя.

Тяговая динамичность автомобиля имеет первостепенное значение для повышения его производительности и снижения затрат на перевозку. Чем динамичнее автомобиль, тем быстрее он перевозит грузы и пассажиров, тем меньше он тратит времени на передвижение, тем выше его средняя скорость. Условия движения автомобиля непрерывно меняются, что приводит к изменению его скорости.

Для безопасности движения необходимо, чтобы скорость в любой момент точно соответствовала дорожным условиям и психофизиологическим возможностям водителя.

### 2.3.2. Силы, действующие на автомобиль

Законы движения автомобиля могут быть математически выражены, если известны внешние силы, действующие на него в процессе движения. Эти силы могут быть подразделены на две группы: силы движущие и силы сопротивления.

Для движения автомобиля необходимо, чтобы движущая тяговая сила на колёсах была равна сумме всех сил сопротивления движению (рис. 2.8)

$$P_k = P_i + P_f + P_w + P_j, \quad (2.15)$$

где  $P_k$  – тяговая сила, подводимая от двигателя через трансмиссию к колёсам;  $P_i$  – сила сопротивления подъёму;  $P_f$  – сила сопротивления качению;  $P_w$  – сила сопротивления воздуха;  $P_j$  – сила сопротивления разгону (при равномерном движении эта сила отсутствует).

Это равенство (2.15) называется тяговым балансом.

Рассмотрим все члены тягового баланса.

**Тяговая сила.** Крутящий момент  $M_d$ , развиваемый двигателем, передаётся к ведущим колёсам через трансмиссию (Н·м), при этом в коробке передач, раздаточной коробке и главной передаче момент изменяется пропорционально передаточным числам  $i$  этих агрегатов. Одновременно часть момента теряется на трение во всех механизмах трансмиссии. Таким образом, к ведущим колёсам подводится момент

$$M_k = M_d i_k i_{p.k} i_0 \eta_T, \quad (2.16)$$

где  $i_k$ ,  $i_{p.k}$ ,  $i_0$  – передаточные числа коробки передач, раздаточной коробки и главной передачи;  $\eta_T$  – коэффициент полезного действия трансмиссии (в зависимости от конструкции колёс принимается 0,8...0,95).

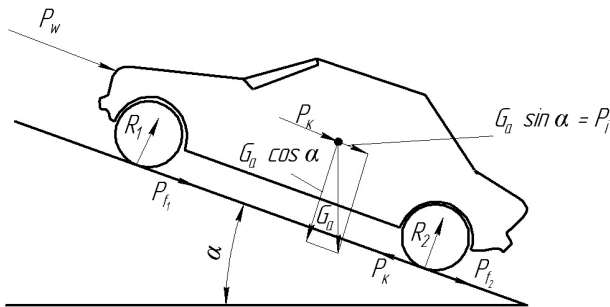


Рис. 2.8. Силы, действующие на автомобиль при движении



Зная момент  $M_k$ , можно найти значение тяговой силы на ведущих колёсах

$$P_k = \frac{M_k}{r} = \frac{M_d i_k i_{p,k} i_0 \eta_T}{r}, \quad (2.17)$$

где  $r$  – динамический радиус ведущих колёс (расстояние от центра колеса до опорной поверхности).

Величину определяют по приближённому соотношению  $r = 0,5 D_o + B_{ш} (1 - \lambda_{ш})$ , где  $D_o$  – диаметр обода колеса, м;  $B_{ш}$  – высота профиля шины;  $\lambda_{ш}$  – коэффициент радиальной деформации шины, равный 0,10...0,16 для стандартных широкоформатных шин.

Механическая трансмиссия благодаря жёсткой кинематической связи вала двигателя с ведущими колёсами обеспечивает постоянную зависимость между оборотами вала двигателя  $n_d$  и скоростью машины  $V_a$

$$V_a = \frac{2\pi n_k \cdot 60}{1000} = 0,377 n_k. \quad (2.18)$$

Для каждой передачи в коробке передач скорость автомобиля связана с числом оборотов вала двигателя, поэтому с учётом передаточных чисел агрегатов трансмиссии получим

$$V_a = 0,377 \frac{n_d}{i_k i_{p,k} i_0}. \quad (2.19)$$

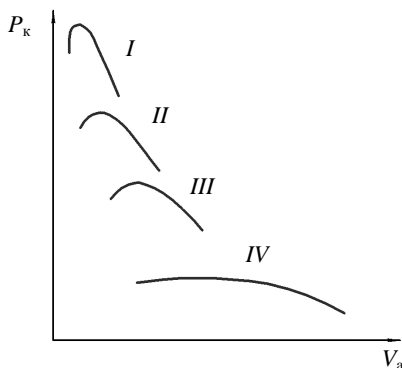
Таким образом, каждому режиму работы двигателя при заданной величине подачи топлива и заданном числе оборотов  $n_d$ , а также при известном передаточном числе трансмиссии соответствует определённое значение силы тяги  $P_k$  и скорость движения  $V_a$ .

Изменение значений силы тяги  $P_k$  при полной подаче топлива, в зависимости от скорости движения  $V_a$ , выражается графиком (рис. 2.9), называемым тяговой характеристикой автомобиля.

Величина тяги на колёсах увеличивается с увеличением подводимого момента, но ограничивается сцеплением колёс с дорогой. Предельное значение силы тяги, которую можно реализовать по сцепным свойствам колеса с дорогой, называется *силой тяги по сцеплению*, эта сила пропорциональна силе, прижимающей ведущие колёса к дороге, и коэффициенту сцепления колёс с дорогой

$$P_{k \max \varphi} = \varphi \sum R, \quad (2.20)$$

где  $\varphi$  – коэффициент сцепления;  $\sum R$  – сумма нормальных реакций, действующих между ведущими колёсами и дорогой (сила, прижимающая ведущие колёса к дороге).



**Рис. 2.9.** Тяговая характеристика автомобиля с четырёхступенчатой коробкой передач

Если не все колёса ведущие, то суммарная нормальная реакция равна той части веса, которая приходится на ведущие колёса; если все колёса ведущие, то эта реакция на горизонтальной дороге равна полному весу автомобиля. Следовательно, если все колёса ведущие, предельная величина тяги значительно увеличивается.

Коэффициент сцепления зависит в основном от свойств полотна дороги и в некоторой степени от формы протектора шины и давления воздуха в них.

В таблице 2.1 приведены коэффициенты сцепления для различных дорожно-грунтовых условий при использовании шин с универсальным рисунком протектора.

*Сила сопротивления подъёму.* При движении на подъёме составляющая веса автомобиля создаёт силу сопротивления подъёму (рис. 2.6), величина которой может быть определена из формулы

$$P_i = G_a \sin \alpha, \quad (2.21)$$

где  $G_a$  – полный вес автомобиля;  $\alpha$  – угол подъёма, град.

### 2.1 Коэффициенты сцепления колеса с дорогой

Характеристика дороги	Коэффициент сцепления
Асфальт и бетон сухие	0,7...0,8
Асфальт и бетон мокрые	0,3...0,4
Грунтовая дорога сухая	0,5...0,6
Грунтовая дорога мокрая	0,3...0,4
Снежная укатанная дорога	0,2...0,4
Гладкий лёд	0,15...0,2

Если принять, что максимальный подъём, преодолеваемый автомобилем, составляет  $30^\circ$ , то сила сопротивления подъёму в этих условиях равна половине веса автомобиля.

При движении под уклон сила  $P_i$  направлена в сторону движения, а поэтому является движущей силой.

*Сила сопротивления качению.* Сопротивление качению возникает главным образом вследствие потерь на деформацию шины и деформацию опорной поверхности дороги.

Сила сопротивления качению пропорциональна нагрузке на колёса и коэффициенту сопротивления качению. Величина этой силы равна:

– для горизонтальной дороги

$$P_f = G_a f ; \quad (2.22)$$

– для движения на подъёме

$$P_f = G_a f \cos \alpha , \quad (2.23)$$

где  $f$  – коэффициент сопротивления качению.

Коэффициент сопротивления качению зависит от качества дороги и от параметров шины (число слоёв корда, внутреннее давление воздуха). Однако при приближённых расчётах принимают во внимание его зависимость от качества дороги (табл. 2.2).

*Сила сопротивления воздуха.* При движении автомобиля затрачивается энергия на перемещение воздушных масс, окружающих машину, образование вихрей и трение частиц воздуха о поверхность автомобиля.

Сила сопротивления воздуха определяется по формуле

$$P_w = \frac{k F V_a^2}{13} , \quad (2.24)$$

где  $k$  – коэффициент обтекаемости, зависящий в основном от формы корпуса,  $\text{H}\cdot\text{с}^2/\text{м}^4$ ;  $F$  – площадь лобового сопротивления,  $\text{м}^2$ ;  $V_a$  – скорость автомобиля,  $\text{км}/\text{ч}$ .

## 2.2. Зависимость коэффициента сопротивления качению от характеристики дороги

Характеристика дороги	Коэффициент сопротивления качению
Асфальт и бетон	0,018...0,022
Грунтовые дороги (в зависимости от состояния)	0,025...0,10
Пашня	0,15...0,20
Песок (в зависимости от влажности)	0,10...0,30

Коэффициент 13 в знаменателе формулы введён для перевода размерности скорости в м/с.

Соппротивление воздуха растёт пропорционально квадрату скорости движения и поэтому особенно существенно сказывается при расчётах для больших скоростей (свыше 50 км/ч).

*Сила сопротивления разгону.* Для разгона автомобиля необходимо к его массе приложить силу, пропорциональную ускорению.

Согласно второму закону Ньютона

$$P_j = m_a j_a, \quad (2.25)$$

где  $P_j$  – сила сопротивления разгону, Н;  $m_a$  – масса автомобиля, кг ( $m_a = G_a/g$ );  $j_a$  – ускорение автомобиля, м/с<sup>2</sup>;  $g$  – ускорение силы тяжести, равное 9,81 м/с<sup>2</sup>.

Так как при разгоне получает ускорение не только поступательно движущаяся масса автомобиля, но и её вращающиеся детали (маховик, детали трансмиссии, колёса), то в расчётах условно увеличивают массу автомобиля, умножая её на коэффициент  $\delta$  учёта вращающихся масс. Коэффициент  $\delta$  зависит от включённой в коробке передач передачи. Для прямой передачи  $\delta = 1,04 \dots 1,08$ . На низших передачах данный коэффициент для автомобилей равен 2,5...3,5 и более.

Таким образом,

$$P_j = \delta m_a j_a = \frac{\delta G_a}{g} j_a. \quad (2.26)$$

На график тяговой характеристики для решения некоторых практических задач можно нанести силы сопротивления подъёму, сопротивления качению, сопротивления воздуха и сопротивления разгону. Силы сопротивления подъёму и качению, поскольку они не зависят от скорости движения автомобиля, на графике изображаются прямыми линиями, параллельными оси абсцисс; сила сопротивления воздуха, зависящая от скорости движения машины, – параболой. Наибольшая сила сопротивления разгону, которая может быть преодолена при разгоне автомобиля, на графике представлена отрезком ординаты между кривой тяговой характеристики и кривой суммы сил сопротивления движению  $P_i + P_j + P_w$ .

Совокупность кривых тяговой характеристики и всех сил сопротивлений называется диаграммой тягового баланса (рис. 2.10) автомобиля.

Пользуясь этой диаграммой, можно решить ряд задач движения автомобиля: например, определить максимальную скорость движения  $V_{a \max}$  при заданных силах сопротивления движению.

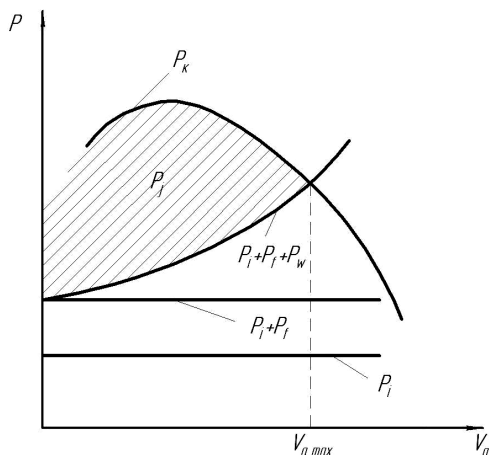


Рис. 2.10. Диаграмма тягового баланса автомобиля (на одной из передач)

### 2.3.3. Динамическая характеристика автомобиля

Тяговая диаграмма автомобиля показывает, что при движении автомобиля сумма сил сопротивления движению может изменяться в весьма широких пределах.

При движении с небольшой постоянной скоростью по хорошей горизонтальной дороге сумма сил сопротивления движению составляет по величине 2,5...3% веса автомобиля, а при движении на подъёме, особенно при трогании с места и разгоне, эта сумма может достигать 70...80% веса автомобиля. Изменение величины тягового усилия в таких широких пределах возможно только благодаря введению в трансмиссию агрегатов с переменным передаточным числом (коробки передач, раздаточной коробки). Наличие таких механизмов позволяет сочетать работу двигателя на сравнительно экономичных режимах с возможностью преодоления автомобилем повышенных сопротивлений и изменения скоростей движения в широких пределах.

Для облегчения расчётов с помощью диаграммы тягового баланса, последнюю удобнее строить таким образом, чтобы получить непосредственно значения  $P_k - P_w$ , т.е. значения величин так называемой избыточной тяги – тяги на колёсах  $P_k$  за вычетом тяги, потребной на преодоление сопротивления воздуха  $P_w$ . Тогда, изменяя величины сопротивлений качения или подъёму в соответствии с заданными, можно найти отдельные интересующие нас величины.

Отношение избыточной тяги к весу автомобиля называется «динамическим фактором»:

$$D = \frac{P_k - P_w}{G_a} . \quad (2.27)$$

Величина динамического фактора у автомобилей высокой проходимости на низшей передаче должна быть не ниже 0,7...0,8. Для современных автомобилей максимальное значение динамического фактора близко к единице.

Динамический фактор является безразмерной величиной, которая позволяет сравнивать между собой различные автомобили по тяговым качествам независимо от их веса.

Зависимость динамического фактора на различных передачах в коробке передач от скорости движения называется *динамической характеристикой* автомобиля (рис. 2.11). Использование динамической характеристики позволяет решать практические задачи по оценке показателей тягово-скоростных качеств автомобилей.

Тягово-скоростные качества в обобщённом виде характеризуются возможной наибольшей средней скоростью движения автомобиля. Однако непосредственный расчёт средней скорости без громоздких вычислений произведён быть не может и тягово-скоростные качества характеризуют такими частными показателями, как максимальная скорость движения, максимальное преодолеваемое сопротивление и показатели разгона (ускорение, путь и время разгона). Все эти показатели могут быть определены из динамической характеристики.

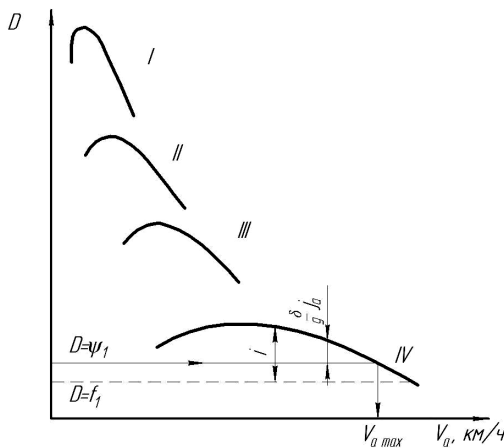


Рис. 2.11. Динамическая характеристика автомобиля с четырёхступенчатой коробкой передач

Для решения указанных задач динамический фактор, пользуясь выражениями, полученными выше, запишем в виде

$$\frac{P_k - P_w}{G_a} = D = \frac{P_f + P_i + P_j}{G_a} = f \cos \alpha + \sin \alpha + \frac{\delta}{g} j_a ; \quad (2.28)$$

$$D = \psi + \frac{\delta}{g} j_a , \quad (2.29)$$

где  $\psi$  – суммарный коэффициент сопротивления дороги.

$$\psi = f \cos \alpha + \sin \alpha \approx f + i , \quad (2.30)$$

где  $i$  – подъём, выраженный в сотых долях.

Для определения максимальной скорости при движении по дороге, характеризуемой коэффициентом  $\psi_1$ , проводим на динамической характеристике прямую, параллельную оси абсцисс, таким образом, чтобы эта прямая отсекала на оси ординат отрезок  $D = \psi_1$  (рис. 2.11). Поскольку при движении с максимальной скоростью  $j_a = 0$ , то абсцисса точки пересечения этой прямой с графиком динамической характеристики определяет максимальную скорость  $V_{\text{amax}}$ .

Ускорение, развиваемое автомобилем при работе двигателя с полной подачей топлива и заданном сопротивлении дороги  $\psi_1$ , можно найти, умножив величину отрезка ординаты между прямой  $D = \psi_1$  и кривой динамической характеристики на  $g/\delta$ .

Если на графике провести прямую  $D = f_1$ , то отрезок ординаты между этой прямой и кривой динамической характеристики определяет подъём, который может преодолеть автомобиль на заданных передаче и скорости (при  $j_a = 0$ )

#### 2.3.4. Ускорение автомобиля

Величина ускорения, которую может развить автомобиль при заданных условиях движения, в значительной мере характеризует тяговые качества автомобиля: чем больше ускорение автомобиля, тем выше средняя скорость движения, а следовательно, и тяговые качества автомобиля.

Ускорение автомобиля может быть определено по формуле

$$j_a = \frac{dv}{dt} = (D - \psi) \frac{\delta}{g} . \quad (2.31)$$

Как видим, ускорение автомобиля пропорционально разности  $(D - \psi)$ . Ускорение автомобиля на определённой скорости будет тем больше, чем больше величина динамического фактора и чем меньше

коэффициент суммарного сопротивления дороги. На величину ускорения в значительной мере влияет величина коэффициента учёта вращающихся масс автомобиля. При увеличении этого коэффициента ускорение автомобиля снижается.

Таким образом, по динамической характеристике автомобиля и величине сопротивлений дороги можно определить ускорение автомобиля для любой заданной скорости.

Понятие о разгоне автомобиля включает и вопросы трогания автомобиля с места. Соответствующие параметры, характеризующие трогание, в значительной степени зависят от рабочего процесса механизма сцепления.

Параметры трогания с места автопоезда, между тягачом и прицепом которого имеется упругая связь, зависят также от характеристики указанной упругой связи. В этом случае трогание с места тягача и прицепа осуществляются по времени раздельно; часть кинетической энергии тягача воспринимается упругим элементом сцепки и затем используется для трогания с места прицепа.

Если графически выразить ускорение автомобиля в зависимости от скорости, то получим кривую, подобную приведённой на рис. 2.12. Общий характер кривых здесь подобен характеру кривых динамической характеристики, однако взаимное расположение кривых, соответствующих отдельным передачам, будет несколько иным, так как при переключении передач изменяется величина коэффициента учёта вращающихся масс, от которой зависит ускорение. Для ряда автомобилей, в частности, грузовых, снабжённых четырёхступенчатыми коробками

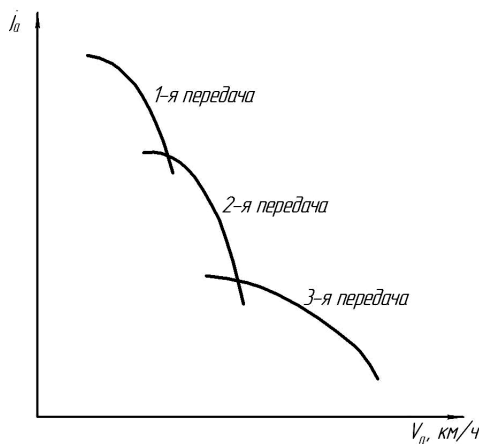
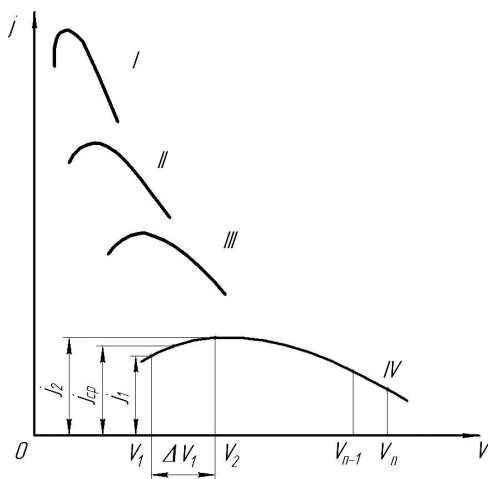


Рис. 2.12. Зависимость ускорения автомобиля от скорости





**Рис. 2.13.** Зависимость ускорения автомобиля от скорости

передач, кривые ускорений приобретают в отдельных случаях несколько иной вид (рис. 2.13): кривая, соответствующая первой передаче, располагается ниже кривой, соответствующей второй передаче. Объясняется это тем, что благодаря большому передаточному числу коробки передач, на первой передаче коэффициент  $\delta$  может получить весьма большое значение и резко снизить таким образом величину ускорения автомобиля.

При нахождении величины ускорения указанным выше способом следует иметь в виду, что в этом случае неизбежна некоторая неточность. Величина динамического фактора подсчитывается на основании результатов испытаний двигателя или целого автомобиля на установившихся режимах. При разгоне, когда режим двигателя будет неустановившимся, мощность, развиваемая двигателем, и его вращающий момент будут ниже, чем на установившемся режиме. Это объясняется ухудшением наполнения двигателя, обеднением рабочей смеси (что не компенсируется в достаточной мере впрыском дополнительной дозы горючего при помощи насоса-ускорителя, имеющегося на большинстве карбюраторов), нарушением теплового режима двигателя, отставанием работы автомата опережения зажигания и рядом других второстепенных причин.

Так же как и величина динамического фактора, величина ускорения может ограничиваться сцеплением между ведущими колёсами автомобиля и дорогой. Обозначая максимальную по условиям сцепления ведущих колёс с дорогой величину ускорения через  $j_\phi$ , получим

$$j_{\varphi} = (D_{\varphi} - \psi) \frac{g}{\delta}. \quad (2.32)$$

Так как максимальные ускорения возможны только на низких передачах при соответственно малых скоростях, сопротивлением воздуха можно пренебречь. Тогда

$$j_{\varphi} = (u - \psi) \frac{g}{\delta}, \quad (2.33)$$

где  $u$  – удельная сила по сцеплению колеса с дорогой.

Для автомобиля со всеми ведущими колёсами

$$j_{\varphi} = (\varphi - \psi) \frac{g}{\delta}. \quad (2.34)$$

### 2.3.5. Время и путь разгона автомобиля

Величина ускорения автомобиля, полностью характеризую способность автомобиля к быстрому разгону, в то же время не даёт достаточно наглядного представления о приемистости автомобиля. Чтобы выявить приемистость автомобиля в наиболее наглядной форме и дать возможность сравнивать различные автомобили по этому показателю, в теории автомобиля рассматриваются ещё два понятия: время и путь разгона. Время разгона, выражаемое обычно в секундах, представляет собой то время, в течение которого автомобиль увеличивает скорость движения в заданных пределах; путь разгона, выражаемый обычно в метрах, соответственно представляет тот путь, который проходит автомобиль при увеличении скорости в заданных пределах.

Для нахождения времени  $\tau_p$  и пути разгона  $S_p$  могут быть применены несколько графоаналитических методов. Наиболее известны методы Е. А. Чудакова, Г. В. Зимелева и Н. А. Яковлева.

Последний состоит в том, что расчётный интервал скоростей разбивают на мелкие участки, для каждого из которых считают  $j = j_{cp} = 0,5(j_1 + j_2)$ , где  $j_1$  и  $j_2$  – ускорение в начале и конце участка (рис. 2.13).

Для каждого участка можно записать

$$V_2 = V_1 + j_{cp} \Delta t, \quad (2.35)$$

где  $V_1$  и  $V_2$  – скорости соответственно в начале и конце участка;  $\Delta t$  – время, за которое скорость увеличивается от  $V_1$  до  $V_2$ .

Определяя из равенства (2.35)  $\Delta t$ , получим

$$\Delta t = \frac{V_2 - V_1}{j_{cp}}, \quad (2.36)$$

Полное время разгона  $\tau_p$  в интервале скоростей от начальной  $V_1$  до конечной  $V_n$  равно сумме  $\Delta t_1 + \Delta t_2 + \dots + \Delta t_n$ .

Путь за время  $\Delta t$  при равноускоренном движении на каждом участке

$$\Delta S = V_1 \Delta t + 0,5 j_{cp} \Delta t^2 .$$

Подставив  $\Delta t$  из формулы (2.36), получим

$$\Delta S = \frac{0,5(V_2^2 - V_1^2)}{j_{cp}} = V_{cp} \Delta t , \quad (2.37)$$

где  $V_{cp} = 0,5 (V_1 + V_2)$  – средняя скорость на интервале.

Полный путь разгона от скорости  $V_1$  до скорости  $V_n$

$$\Delta S = \Delta S_1 + \Delta S_2 + \dots + \Delta S_n .$$

Принимая на каждом участке  $j = \text{const}$ , мы допускаем погрешность, которая будет тем меньше, чем меньше  $\Delta V = V_2 - V_1$ .

Этим методом можно пользоваться для подсчёта  $\tau_p$  и  $S_p$  как на одной, так и на нескольких передачах с переходом от любой низшей передачи к любой высшей. В последнем случае необходимо знать, при каких скоростях происходят переключения. В условиях эксплуатации эти скорости определяет водитель. При экспериментальном определении скоростной характеристики разгон – выбег передачи, переключают при  $V = 0,105 n_N r_k / i_t$ , где  $i_t$  – передаточное число трансмиссии.

Время и путь разгона получаются минимальными, если переключение происходит при скоростях, соответствующих взаимному пересечению кривых  $j = f(V)$ . Если при наличии ограничителя (регулятора) в пределах ограничиваемых им частот такое пересечение невозможно, то переключение должно происходить при скоростях, соответствующих  $n_N$ .

Во время переключения передача мощности к колёсам прекращается, скорость автомобиля снижается. Время  $\tau_n$  переключения зависит как от конструктивных особенностей автомобиля, так и от квалификации водителя. Высококвалифицированный водитель тратит на переключение при карбюраторном двигателе 1...2 с. Дизель имеет большой момент инерции маховика и деталей коробки передач, поэтому  $\tau_n$  увеличивается приблизительно в 1,5–2 раза.

Значение падения скорости  $\Delta V_n$  за время переключения передачи зависит от типа дороги, скорости движения автомобиля и параметров обтекаемости. Определить  $\Delta V_n$  можно из уравнения силового баланса, считая, что за время переключения  $P_k = 0$ . Потери в трансмиссии определяются силой  $P_{тр}$  сопротивления трансмиссии, а  $\delta_{вр} = 1 + \delta_{в2} \gamma \approx 1,04$ , поскольку вращающиеся детали двигателя и маховик отключены.

Так как движение замедленное, то уравнение силового баланса можно записать так:

$$1,04m_a j = -(G_a \psi + k_b FV^2 + P_{тр0}).$$

Разделив обе части на  $1,04m_a$  и подставив  $j = dV/dt$ , получим

$$dV_n = - \left( 9,43\psi + \frac{0,96k_b FV^2}{m_a} + \frac{9,43P_{тр0}}{G_a} \right) dt. \quad (2.38)$$

При небольших скоростях можно пренебрегать  $P_{тр0}$  и вторым членом, тогда  $\Delta V_n = -9,43\tau_n\psi$ . Пусть  $S_n$  за время переключения можно определить приближённо  $S_n = V_n\tau_n$  (где  $V_n$  – скорость, достигнутая к началу переключения).

### **Обобщённый показатель тягово-скоростных свойств**

Таким показателем является средняя скорость  $V_{ср}$  движения автомобиля, определённая в заданных дорожных условиях: на типовом участке дороги при определённом ездовом цикле или маршруте и т.п.

К примеру, скоростная характеристика на дороге с переменным продольным профилем считается типичной для обобщённой оценки тягово-скоростных свойств автомобилей, эксплуатирующихся на дорогах магистрально-холмистого типа.

Скоростная характеристика циклического движения представляет собой зависимость  $V_{ср}$  от конечной скорости разгона и установившегося движения на прямой горизонтальной дороге с усовершенствованным покрытием и заданными расстояниями между остановками. Она может быть использована для обобщённой оценки скоростных свойств автомобилей, эксплуатирующихся в городских, пригородных или соответствующих условиях с частыми остановками.

Различают ещё две средних скорости. Эксплуатационная скорость движения учитывает общее время  $t_{общ}$ , затраченное на маршруте, включая время простоев на погрузке и разгрузке, посадке и высадке пассажиров и др.,

$$V_3 = \frac{S}{t_{общ}}.$$

Техническая скорость движения  $V_T$  определяется временем непрерывного движения, суммируемым только со временем ситуационных остановок (у светофора).

Скорости  $V_{ср}$ ,  $V_3$  и  $V_T$  в разной степени зависят от тягово-скоростных свойств, в наибольшей степени с ними связана скорость  $V_{ср}$ , в наименьшей – скорость  $V_3$ .

Существует несколько методов расчётного определения скорости  $V_{cp}$ , простейший основывается на эмпирической связи скоростей  $V_{cp}$  и  $V_{max}$ :

$$V_{cp} = k_V V_{max},$$

где  $k_V$  – коэффициент, зависящий от конкретных условий движения и типа автомобиля или автопоезда. Так, например, для автопоездов в магистрально-холмистых условиях  $k_V = 0,645 \dots 0,76$ .

Средняя скорость движения, а следовательно, и коэффициент  $k_V$  в городских условиях существенно ниже, чем на магистралях, что объясняется влиянием транспортных потоков и ситуационных факторов (остановки у светофоров, снижение скорости движения на перекрёстках и т.п.), ограничением скорости движения ( $V_{max доп} = 60$  км/ч).

В горных условиях скорость  $V_{cp}$  снижается главным образом в результате сложности макропрофиля (продольного и в плане).

Более точным методом определения скорости  $V_{cp}$  на заданном маршруте является графоаналитический, предложенный Г.В. Зимелевым: маршрут разделяют на последовательные участки длиной  $S_1; S_2; S_3; \dots, S_i$  и уклонами  $i_1; i_2; i_3; \dots, i_i$ , строят график (рис. 2.14), в первом квадранте которого наносится динамическая характеристика, во втором – диаграмма, состоящая из прямоугольников с основаниями, равными длинам участков  $S_i$  маршрута, и высотами, равными коэффициентам  $\psi$  каждого участка. Далее построением (рис. 2.14 показано стрелками) определяют скорости  $V_1; V_2; V_3; \dots, V_i$  на соответствующих участках и по известным  $S_i$  и  $V_i$  рассчитывают время движения на каждом участке:

$$\tau_i = \frac{S_i}{V_i} \quad \text{и} \quad V_{cp} = \frac{\sum S_i}{\sum \tau_i}.$$

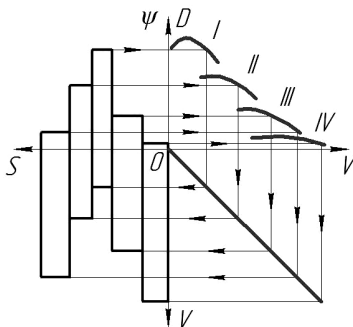


Рис. 2.14. График для расчёта средней скорости движения

Более совершенным является метод расчёта скорости  $V_{cp}$  по двум характеристикам: динамической и вероятностной. Последнюю необходимо иметь в виде интегральной кривой распределения коэффициента  $\psi$ , построенной по статистическим данным конкретных дорожных условий, в которых предполагается эксплуатация.

Тяговая динамичность автомобиля в целом влияет на безопасность движения, а показатель параметров «время» и «путь разгона» характеризует возможность автомобиля преодолеть сложившиеся дорожные ситуации, прибегая к манёвру – обгону.

## 2.4. ОБГОН

Обгон представляет собой сложный и опасный манёвр, вызванный желанием водителя двигаться без потерь времени. Обгон связан с выездом на сторону проезжей части встречного направления и требует свободного пространства перед обгоняющим автомобилем. Трудность правильного выполнения обгона в сочетании с высокой скоростью требует от водителя безошибочного расчёта и точных действий по управлению автомобилем. Малейшая неосмотрительность при обгоне может привести к тяжёлым последствиям. Чем больше скорость транспортного потока, тем больше вероятность ДТП при обгоне.

Чем больше скорость и выше плотность транспортного потока, тем больше вероятность ДТП при обгоне и выше степень тяжести ДТП. Так, при скорости транспортного потока около 11 м/с количество аварий при обгоне, при которых люди получают травмы, составляет 14%. При скорости потока, равной 33 м/с, количество таких аварии возрастает до 65% [1].

Обгон может совершаться с постоянной и с возрастающей скоростью. Несмотря на то, что требования безопасности во втором случае выше, основные этапы обгона одинаковы и могут быть рассмотрены на примере рис. 2.15.

Обгон с постоянной скоростью характерен для свободного, нестеснённого движения автомобиля в загородных условиях. Тогда водитель обгоняющего автомобиля имеет впереди себя достаточное пространство для предварительного разгона до большей скорости  $V_1$ . Эта скорость должна быть больше скорости  $V_2$  обгоняемого автомобиля.

Путь обгона  $S_{об}$  и время обгона  $t_{об}$ , необходимые в этом случае для безопасного обгона, определяют по формулам:

$$S_{об} = \frac{D_1 + D_2 + L_1 + L_2}{V_1 - V_2} V_1; \quad (2.39)$$

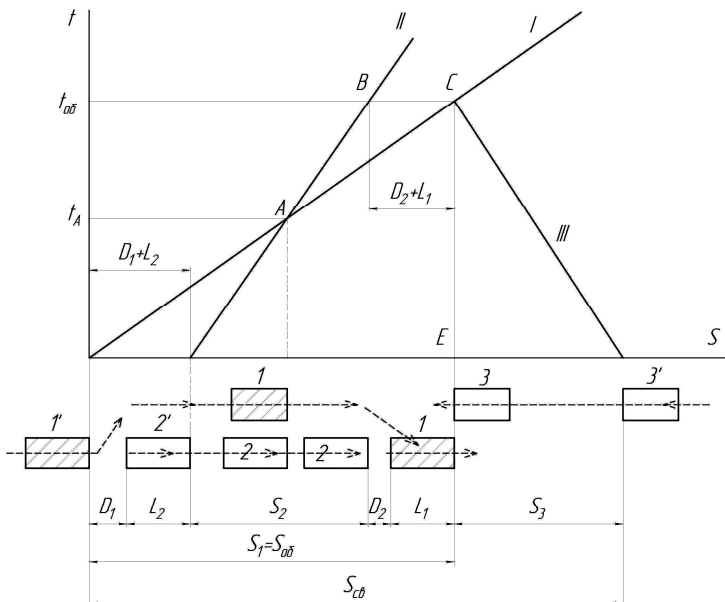


Рис. 2.15. Схема и график обгона

$$t_{об} = \frac{D_1 + D_2 + L_1 + L_2}{V_1 - V_2}, \quad (2.40)$$

где  $D_1$  и  $D_2$  – дистанции безопасности между обгоняющим и обгоняемым автомобилями в начале и конце обгона, м;  $L_1$  и  $L_2$  – габаритные длины автомобилей, м;  $V_1$  и  $V_2$  – скорости обгоняющего и обгоняемого автомобилей, м/с.

Первая дистанция безопасности может быть представлена в виде функции скорости обгоняющего автомобиля  $D_1 = a_{об}V_1^2 + 4,0$ , вторая – в виде функции скорости обгоняемого автомобиля  $D_2 = b_{об}V_2^2 + 4,0$ , где  $a_{об}$  и  $b_{об}$  – эмпирические коэффициенты, зависящие от типа обгоняемого автомобиля (табл. 2.3).

### 2.3. Значения коэффициентов $a_{обг}$ и $b_{обг}$

Автомобили	$a_{обг}$	$b_{обг}$
Легковые	0,33	0,26
Грузовые средней грузоподъёмности	0,53	0,48
Грузовые большой грузоподъёмности	0,75	0,67

Зная путь обгона  $S_{об}$  и скорость встречного автомобиля  $V_3$ , можно определить минимальное расстояние  $S_{св}$ , которое должно быть свободным перед обгоняющим автомобилем в начале обгона:

$$S_{св} = S_{об} + S_3 = S_{об} \left( 1 + \frac{V_3}{V_1} \right) = \frac{D_1 + D_2 + L_1 + L_2}{V_1 - V_2} (V_1 + V_3). \quad (2.41)$$

Положения обгоняющего, обгоняемого и встречного автомобилей в начальный момент времени отмечены в нижней части схемы соответственно цифрами  $1'$ ,  $2'$  и  $3'$ . Движение всех трёх автомобилей считаем равномерным, и соответствующие зависимости  $S = S(t)$  представляют собой прямые линии  $I$ ,  $II$  и  $III$ . Котангенсы углов  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  и  $\alpha_3$  наклона этих прямых пропорциональны скоростям  $V_1$ ,  $V_2$  и  $V_3$  автомобилей.

В начале обгона расстояние между передними частями обгоняющего и обгоняемого автомобилей равно  $D_1 + L_2$ . Точка  $A$  пересечения прямых  $I$  и  $II$  характеризует момент обгона, в который оба автомобиля поравнялись (время  $t_A$ ), после чего обгоняющий автомобиль начинает выходить вперёд. Находим на графике две точки  $C$  и  $B$  на линиях  $I$  и  $II$ , расстояние между которыми по горизонтали было бы равно сумме  $D_2 + L_1$ . Тогда абсцисса точки  $C$  определит путь обгона, а ордината – время обгона.

Путь и время, необходимые для безопасного обгона, резко возрастают при увеличении скорости обгоняемого автомобиля. При  $V_1 = 30$  м/с,  $V_2 = V_3 = 10$  м/с,  $L_1 = L_2 = 5$  м для безопасного обгона необходимы расстояние примерно 500 м и время около 17 с. При повышении скорости  $V_2$  до 20 м/с путь обгона возрастает до 1260 м, а время до 95 с. Таким образом, если водитель обгоняемого автомобиля повысит скорость, не желая уступить дорогу, это резко увеличит время и путь обгона, и может привести к аварии. Поэтому правила дорожного движения запрещают водителю обгоняемого автомобиля препятствовать завершению обгона.

Обгоны с постоянной скоростью возможны на дорогах с проезжей частью шириной более 7...8 м и интенсивностью движения в обоих направлениях менее 40 – 60 автомобилей в час, т.е. с интервалом движения около 1 мин. Значительно сложнее и опаснее обгонять при большей интенсивности движения. Так, если интенсивность превышает 150 – 160 автомобилей в час, то они движутся сплошным потоком. В этих условиях быстроходный автомобиль, догнав медленно движущийся автомобиль, уменьшает скорость и некоторое время движется позади него с той же скоростью. При появлении перед обгоняемым автомобилем достаточного свободного расстояния водитель начинает обгон, сочетая его с разгоном.



Результаты расчётов времени и пути обгона для ВАЗ-2101 показали, что при скорости обгоняемого автомобиля 10...12 м/с и при отсутствии встречных автомобилей необходимо свободное расстояние не менее 250...300 м. Если автомобиль будет двигаться по левой стороне дороги, где возможно появление встречных транспортных средств, то безопасное расстояние увеличивается от 450 до 500 м. Согласно СНиП при движении автомобиля с расчётной скоростью 33,3 м/с расстояние видимости поверхности дороги должно быть не менее 175 м, а расстояние видимости встречного автомобиля не менее 350 м.

Эти данные показывают, что даже на дорогах высших категорий обгон, сочетаемый с разгоном, практически трудно осуществим даже при относительно небольшой скорости обгоняемого автомобиля, так как гарантированные расстояния видимости меньше безопасных путей обгона. На дорогах же низших категорий, имеющих небольшую ширину проезжей части, где выезд автомобилей на левую сторону наиболее вероятен, нормируемые расстояния видимости допускают обгоны лишь весьма тихоходных транспортных средств, движущихся со скоростью 7...8 м/с. При недостаточных расстояниях видимости водители вынуждены сокращать дистанции безопасности в начале и, в особенности, в конце обгона, что часто приводит к нарушению требований безопасности. Чрезмерное приближение к переднему автомобилю может быть причиной аварии в случае неожиданного его торможения. Уменьшение второй дистанции безопасности и «срезание угла», иногда практикуемое водителями в конце обгона, также опасны, так как при ошибке в расчёте происходит столкновение автомобилей.

В случае обгона, сочетаемого с разгоном, большое значение имеет преимущество автомобиля. Чем больше максимальное ускорение автомобиля, тем быстрее будет закончен обгон. Так, если принять  $D_1 = D_2 = 30$  м и  $L_1 = L_2 = 5$  м, то при  $j = 0,2$  м/с<sup>2</sup> для обгона автомобиля, двигающегося со скоростью 10 м/с, необходимы время не менее 27 с и расстояние около 335 м. При увеличении ускорения до 0,4 м/с<sup>2</sup>, время обгона уменьшается до 19 с, а путь обгона – до 260 м.

Наиболее безопасен обгон легковым автомобилем тихоходного транспортного средства, например грузового автомобиля. Напротив, обгоны легковых автомобилей, предпринимаемые водителями грузовых автомобилей и даже автопоездов, весьма опасны и нередко заканчиваются трагически. Для снижения вероятности ДТП наиболее часто вводят запрещения обгонов для грузовых автомобилей.

## 2.5. ТОРМОЗНОЕ УПРАВЛЕНИЕ АВТОМОБИЛЯ

### 2.5.1. Общие сведения о тормозном управлении автомобиля

Безопасность движения автомобилей с высокими скоростями в значительной степени определяется эффективностью действия и отказностью тормозов.

Эффективность торможения при определённой начальной скорости оценивается длиной тормозного пути или временем движения автомобиля до остановки. Частное от деления начальной скорости на время даёт величину средних замедлений при торможении. Чем эффективнее действие тормозов, тем выше безопасная скорость, которую может допускать водитель, и тем выше скорость движения автомобиля на всём маршруте.

Торможение необходимо не только для быстрой остановки автомобиля при внезапном появлении препятствий, но и как средство регулирования скорости его движения.

Тормозные свойства относятся к важнейшим из эксплуатационных свойств, определяющих безопасность движения автомобиля, под которой понимается совокупность специальных конструктивных мероприятий, обеспечивающих снижение вероятности возникновения ДТП.

Ввиду большого значения свойств, определяющих безопасность движения автомобиля, их регламентация является предметом ряда международных документов. Тормозные свойства регламентированы Правилами № 13 и № 13 Н Комитета по внутреннему транспорту Европейской Экономической Комиссии Организации Объединённых Наций (ЕЭК ООН). В соответствии с этими правилами разрабатываются национальные стандарты. В России для автомобилей действует ГОСТ Р 41.13–2007, а для автомобилей, находящихся в эксплуатации, – ГОСТ Р 51709–2001.

В практике различают следующие виды торможений: экстренное (аварийное); служебное; на уклонах (подъёмах) дороги.

Экстренное и служебное торможения отличаются друг от друга интенсивностью, т.е. величиной замедлений (отрицательных ускорений), которые получает автомобиль. Экстренные торможения выполняются с максимальной интенсивностью. Они составляют 5 – 10% общего числа торможений. Служебное торможение применяют для остановки автомобиля в заранее намеченном месте или для плавного уменьшения его скорости.

Замедления автомобиля при служебном торможении в 2–3 раза меньше, чем при экстренном.

При торможении автомобиля с замедлением его кинетическая энергия расходуется на преодоление сил сопротивления. К ним относятся сопротивление качению, сопротивление воздуха, сопротивление подъёму (естественные сопротивления) и сопротивление торможения (искусственное сопротивление).

Торможение на спуске (подъёме) применяется для удержания автомобиля на месте (при  $V = 0$ ) или для поддержания постоянной скорости движения ( $V = \text{const}$ ).

Замедления автомобиля в этом случае равны нулю.

На спусках горных дорог по направлению движения автомобиля действует продольная составляющая его веса  $G \sin \alpha$ . Если величина угла уклона дороги  $\alpha > \arctg f$ , то сила  $G \sin \alpha$  при движении автомобиля накатом вызывает его разгон.

Чтобы поддерживать скорость на спуске постоянной, необходимо притормаживать автомобиль, создавая на колёсах силы сопротивления. При этом виде торможения поглощается потенциальная энергия автомобиля.

При торможении на ступицы колёс автомобиля действуют тормозные моменты  $M_t$ , а на колёсах возникают касательные реакции дороги (тормозные силы  $P_t$ ), направленные навстречу движению.

Сопротивление торможения – это сумма тормозных сил на заторможенных колёсах. В отличие от естественных сопротивлений оно может регулироваться от нуля до максимального значения, соответствующего экстремному торможению.

На горизонтальной дороге сопротивление торможения значительно больше суммы естественных сопротивлений. Это позволяет в широких пределах регулировать интенсивность торможения автомобиля.

Если заторможенное колесо не проскальзывает по поверхности дороги, то кинетическая энергия автомобиля переходит в работу трения тормоза и частично в работу сил естественных сопротивлений. При интенсивном торможении колесо может быть заблокировано тормозом. В этом случае оно скользит по дороге юзом, и работа трения происходит между шиной и опорной поверхностью.

В таблице 2.4 дан энергетический баланс торможения, т.е. распределение кинетической энергии по видам сопротивлений при торможении автомобиля до остановки на горизонтальной дороге с различной интенсивностью. Интенсивность торможения зависит от усилия, приложенного к педали тормоза. Начальная скорость  $V = 54$  км/ч. Коэффициент сцепления  $\varphi = 0,6$ , коэффициент сопротивления качению  $f = 0,025$ .

Из таблицы 2.4 следует, что основная часть кинетической энергии автомобиля поглощается трением в тормозах. На втором месте стоит

## 2.4. Распределение энергии по видам сопротивления при торможении автомобиля

Вид сопротивления	Торможение без блокировки колёс при усилии на педали, кГ				Торможение с блокировкой колёс	
	0	20	40	60	задней оси	обеих осей
Трение в тормозах, %	0	83,5	88	90	60	0
Сопротивление качению и трение в силовой передаче, %	90	13	8	5	3	0
Сопротивление воздуха, %	10	3	2	1	1	1
Скольжение шин, %	0	0,5	2	4	36	99

сопротивление качению. При интенсивном торможении доля этой составляющей в энергетическом балансе уменьшается. Сопротивление воздуха во всех случаях играет несущественную роль.

По мере увеличения интенсивности торможения возрастают затраты энергии на проскальзывание шин. Вследствие этого усиливается их износ. Особенно велик износ шин при блокировке колёс на дорогах с твёрдым покрытием и при высоких скоростях скольжения.

Торможение с доведением колёс до блокировки нежелательно и по условиям безопасности движения.

Во-первых, на заблокированном колесе тормозная сила значительно меньше, чем при торможении на грани блокировки. Предельное значение тормозной силы определяется коэффициентом сцепления колеса с дорогой

$$S_{\text{тmax}} = \varphi Z_{\text{к}}, \quad (2.42)$$

где  $\varphi$  – коэффициент сцепления;  $Z_{\text{к}}$  – нормальная реакция дороги на колесо.

При блокировке колеса резко увеличивается его проскальзывание относительно дороги, и коэффициент сцепления для большинства дорожных покрытий падает. По опытным данным сила торможения при блокировке колеса может уменьшиться на 25 – 30%. Соответственно, возрастает путь торможения.

Во-вторых, при скольжении шин по дороге автомобиль теряет управляемость и устойчивость прямолинейного движения.

Рассмотрим причины потери устойчивости прямолинейного движения вследствие блокировки колёс при торможении.

Когда колесо заблокировано и скользит по дороге, то между ним и дорогой действует сила  $P_\tau$ , предельное значение которой равно произведению коэффициента трения скольжения на величину нормальной нагрузки на колесо. Вектор силы трения направлен противоположно вектору скорости скольжения.

Если при торможении на колесо одновременно с тормозной силой  $P_\tau$  действует какая-либо случайная поперечная сила, то в контакте с дорогой возникает боковая реакция  $Y_k$ . Величина равнодействующей реакции дороги не может быть больше силы сцепления:

$$R_k = \sqrt{Y_k^2 + P_\tau^2} \leq Z_k \phi. \quad (2.43)$$

Следовательно, скольжение колеса начнётся при меньшем значении тормозной силы. Направление равнодействующей не совпадает с плоскостью вращения колеса. Колесо будет скользить в продольном и поперечном направлениях. Если тормозная сила доводится до предельной по сцеплению с дорогой величины  $P_\tau = Z_k \phi$ , то даже небольшая поперечная сила, действующая на колесо, не может быть уравновешена боковой реакцией дороги. Это вызывает скольжение колеса в поперечном направлении.

При торможении автомобиля блокировка передних и задних колёс обычно происходит не одновременно.

Если первоначально блокируются тормозами передние колёса, то автомобиль теряет управляемость. В этом случае направление движения автомобиля определяется уже не углом поворота управляемых колёс, а направлением вектора скорости их скольжения. Блокировка тормозами задних колёс при наличии боковой силы приводит к заносу. Автомобиль начинает вращаться по направлению действия боковой силы вокруг передней оси.

Тормозное управление современных автомобилей включает четыре тормозные системы: рабочую, запасную, стояночную и вспомогательную [1].

Рабочая тормозная система является основной. Она предназначена для регулирования скорости автомобиля в любых условиях движения. Запасная система используется в случае отказа рабочей системы, а стояночная – удерживает неподвижный автомобиль на месте, в том числе и на уклонах. Вспомогательная тормозная система нужна для поддержания скорости автомобиля постоянной в течение длительного времени (снижает энергонагруженность рабочей тормозной системы, предохраняет ТС от нежелательного разгона). На автомобилях  $M_1$  и грузовых автомобилях малой и средней грузоподъёмности ( $N_1$  и  $N_2$ ) в качестве запасной системы часто используют стояночную, а во вспомогательной системе – двигатель. На грузовых автомобилях большой

грузоподъёмности и автобусах большой вместимости применяют четыре отдельные тормозные системы.

Показателями соответствия рабочей тормозной системы требованиям безопасности являются показатели эффективности торможения и устойчивости АТС при торможении. Для запасной, стояночной и вспомогательной тормозных систем – показатели эффективности торможения.

### ***Рабочая и запасная тормозные системы***

Наибольшее значение для безопасности автомобиля имеет рабочая тормозная система. Её применяют для плавного снижения скорости с замедлением  $2,5...3 \text{ м/с}^2$  (служебное торможение) и для резкого уменьшения скорости с максимально возможным в данных дорожных условиях замедлением до  $8...9 \text{ м/с}^2$  (экстренное или аварийное торможение). В целом, при одном назначении рабочей и запасной тормозных систем, требования эффективности торможения запасной тормозной системой, предназначенной для снижения скорости АТС при выходе из строя рабочей тормозной системы, менее жёсткие.

Из всех операций по управлению автомобилем экстренное торможение считается одним из наиболее трудных. Многие действия водитель повторяет по нескольку десятков и сотен раз за смену и, работав определённые навыки, достигает в них необходимого автоматизма. Аварийное торможение требуется относительно редко, и натренированность водителя в его применении минимальна. В отличие от остальных операций по управлению, выполняемых водителем в спокойном состоянии и медленном темпе, экстренное торможение связано с внезапным возникновением препятствия. Ощущение опасности создаёт нервное напряжение, вызывая гнетущее чувство беспокойства, страха, и резко усиливая психофизиологическую нагрузку водителя. Возникает состояние стресса, при котором водитель может или вообще не выполнить необходимых действий, или выполнить их в замедленном темпе, или, наконец, совершить действия, прямо противоположные требуемым. К тому же, как показывает практика, неисправности в обычных условиях не проявляются, но при резком торможении могут вызвать отказ ТС.

Для обеспечения безопасности автомобиля тормозная система должна удовлетворять следующим требованиям:

1. Время срабатывания системы должно быть минимальным, а замедление – максимальным во всех условиях эксплуатации.
2. Все колёса должны затормаживаться системой одновременно и с одинаковой интенсивностью.
3. Тормозные силы на колёсах должны нарастать плавно, в системе не должно быть заеданий и заклиниваний.

4. Эффективность действия системы должна быть постоянной в течение всего срока службы, а вероятность отказов минимальной.

5. Работа системы не должна вызывать потери устойчивости.

6. Усилия, необходимые для перемещения рабочих органов управления (педаль, рычаги) системы, не должны превышать физических возможностей водителя.

7. Система должна иметь сигнализацию для информирования принципов движения о начале, интенсивности и окончании торможения.

### ***Стояночная и вспомогательная тормозные системы***

Основное назначение стояночной тормозной системы – удержание автомобиля на месте. При приведении её в действие должно достигаться:

– для АТС с технически допустимой максимальной массой – неподвижное состояние АТС на опорной поверхности с продольным уклоном до  $16 \pm 1\%$ ;

– для АТС в снаряжённом состоянии – неподвижное состояние на поверхности с продольным уклоном  $23 \pm 1\%$  – для АТС категорий  $M_1 - M_3$  и  $31 \pm 1\%$  – для категорий  $N_1 - N_3$ .

Усилие, прикладываемое к органу управления стояночной тормозной системы для приведения её в действие, не должно превышать значений, установленных для рабочей и запасной тормозных систем.

Стояночная тормозная система с приводом на пружинные камеры, отдельным с приводом запасной тормозной системы, при торможении в дорожных условиях должны дополнительно выполнять функцию запасной тормозной системы и обеспечивать установившееся замедление  $2,2 - 2,9 \text{ м/с}^2$ .

Вспомогательная тормозная система предназначена для уменьшения энергонагруженности тормозных механизмов рабочей тормозной системы АТС в диапазоне скоростей  $25...35 \text{ км/ч}$ . Она должна обеспечивать (за исключением моторного замедлителя) установившееся замедление  $0,5...0,8 \text{ м/с}^2$ .

## **2.5.2. Эффективность торможения автомобиля**

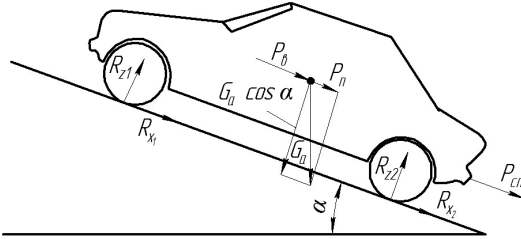
В зависимости от характера изменения и величины тормозной силы меняются показатели, определяющие тормозные качества автомобиля. Оценочными показателями тормозных качеств автомобиля служат:

$S_T (S_{T \text{ min}})$  – путь (минимальный) торможения, м;

$j_3 (j_{3 \text{ max}})$  – замедление (максимальное замедление) при торможении,  $\text{м/с}^2$ ;

$t_T$  – время торможения, с.

Силы, действующие на автомобиль при торможении, показаны на рис. 2.16.



**Рис. 2.16.** Схема сил, действующих на автомобиль при торможении

Пользуясь этой схемой сил, проведём расчёты показателей тормозных качеств:

$$m_a j_3 = R_{x1} + R_{x2} + P_{п} + P_{в} + P_{с} ,$$

откуда

$$j_3 = \frac{R_{x1} + R_{x2} + P_{п} + P_{в} + P_{с}}{m_a} . \quad (2.44)$$

Реакции  $R_{x1}$  и  $R_{x2}$  различны в различных случаях торможения.

Торможение, целью которого является максимально быстрая остановка, называется экстренным. Торможение, совершаемое с целью предотвращения ДТП, называется аварийным. На дорогах с высоким коэффициентом сцепления  $j_3 = 8...9 \text{ м/с}^2$ .

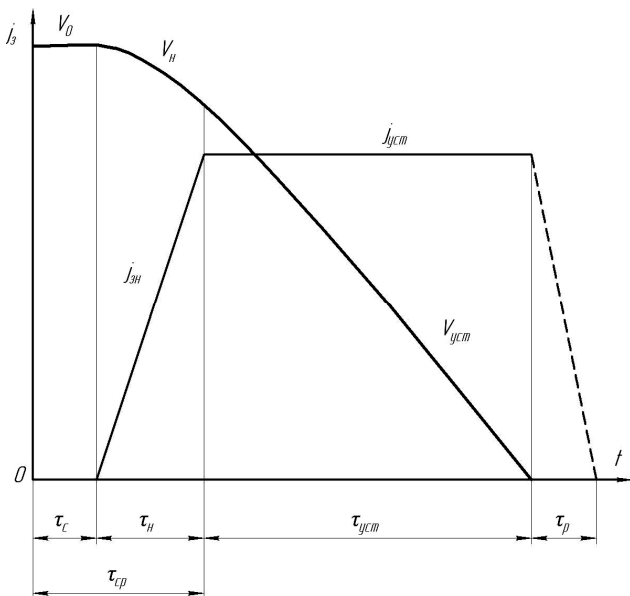
Плавное торможение  $j_3 = 2,5...3 \text{ м/с}^2$  называют служебным. Если конечная скорость при торможении равна нулю, его называют полным, если не равна – частичным.

При экстренном торможении продольные реакции могут достигать значений  $R_{x \text{ max}}$ . Будем называть такой случай торможением с полным использованием сил сцепления.

Рассмотрим этот случай при следующих допущениях: реакции  $R_x$  достигают максимального значения одновременно на всех колёсах; коэффициенты  $\varphi_x$  всех колёс одинаковые и неизменны за весь процесс торможения.

При таких допущениях процесс торможения может быть описан графиком зависимости  $j_3 = f(t)$  (рис. 2.17), называемым тормозной диаграммой. Начало координат соответствует моменту нажатия на тормозную педаль (начало торможения). На диаграмму для лучшей иллюстративности иногда наносят зависимость  $V = f(t)$ . При возникновении аварийной ситуации водитель, приняв в результате оценки обстановки решение тормозить, переносит ногу с педали управления подачей топлива на тормозную педаль. Время  $\tau_{рв}$  (на диаграмме не наносится) от момента, когда замечена опасность, до начала торможения называют





**Рис. 2.17. Тормозная диаграмма**

временем реакции водителя. В зависимости от индивидуальных качеств, квалификации водителя, степени его утомлённости, дорожной обстановки и т.п.,  $\tau_{рв}$  может изменяться в пределах 0,2 – 1,5 с. При расчётах принимают среднее значение  $\tau_{рв} = 0,8$  с.

После начала торможения время  $\tau_c$ , называемое временем запаздывания, затрачивается: на перемещение элементов тормозного привода на величину зазоров, имеющих между ними в нерабочем положении; нарастание давления жидкости или воздуха в трубопроводах и рабочих аппаратах гидравлического или пневматического привода до значения, необходимого для преодоления усилий возвратных пружин колодок и перемещения колодок до соприкосновения их фрикционных накладок с тормозными дисками или барабанами. Время  $\tau_c$  зависит от типа тормозного привода и тормозных механизмов, а также технического состояния тормозной системы. У технически исправной тормозной системы с гидроприводом<sub>1</sub> и дисковыми тормозными механизмами,  $\tau_c = 0,05...0,07$  с, с барабанными тормозными механизмами –  $\tau_c = 0,15...0,20$  с, у системы с пневмоприводом  $\tau_c = 0,2...0,4$  с. Время  $\tau_c$  возрастает при увеличении зазоров в тормозных механизмах, попадании воздуха в гидропривод, падении давления в ресивере пневмопривода и др.

С момента соприкосновения фрикционных элементов тормозных механизмов реакции  $R_x$ , а в результате этого и замедление, увеличиваются от нуля до значения, соответствующего установившемуся значению сил, приводящих в действие тормозные механизмы. Время  $\tau_n$ , затрачиваемое на этот процесс, называют временем нарастания замедления  $j_{3н}$ . В зависимости от типа автомобиля, состояния дороги, дорожной ситуации, квалификации и состояния водителя, состояния тормозной системы  $\tau_n$  может изменяться в пределах 0,05 – 2 с. Оно возрастает с увеличением  $G_a$  и  $\varphi_x$  (поскольку увеличиваются разжимные силы в тормозных механизмах, необходимые для создания  $R_{x\max}$ ).

При наличии неисправностей тормозной системы (наличие воздуха в гидроприводе, низкое давление воздуха в ресивере пневмопривода, попадание масла и воды на рабочие поверхности фрикционных элементов и др.) значения  $\tau_n$  существенно увеличиваются.

В расчётах можно принимать следующие значения  $\tau_n$ : 0,05 – 0,2 с – для легковых автомобилей; 0,05 – 0,4 с – для грузовых автомобилей с гидроприводом; 0,15 – 1,5 с – для грузовых автомобилей с пневмоприводом; 0,2 – 1,3 с – для автобусов.

Время срабатывания тормозного привода  $\tau_{ср} = \tau_c + \tau_n$ .

После достижения максимального усилия воздействия на тормозную педаль считают, что  $R_x$ , а следовательно, и  $j_3$  остаются неизменными, однако практически это не совсем так. Во-первых, водитель несколько изменяет усилие воздействия на педаль, а моменты  $M_{\text{тор}}$  изменяются за счёт изменения коэффициента трения фрикционных пар. Во-вторых, изменяется и коэффициент  $\varphi_x$  в результате изменения скорости  $V$ , скольжения  $S$  и температуры шины.

Переменное значение  $j_3$  на участке  $\tau_{\text{уст}}$  условно заменяют средним и считают установившимся, взяв за начало отсчёта ( $t = 0$ ) момент прекращения увеличения усилия на педали.

Поэтому  $\tau_{\text{уст}}$  называют временем установившегося замедления.

Время  $\tau_p$  от начала отпускания тормозной педали до возникновения зазоров между фрикционными элементами называют временем растормаживания.

При полном торможении в начале растормаживания  $j_3 = 0$ , при частичном торможении  $j_3$  за время  $\tau_p$  снижается от  $j_{\text{уст}}$  до нуля.

Найдём замедление на каждом из участков.

Считают, что за время  $\tau_c$   $j_3 = 0$ , в действительности, за это время в результате действия сопротивления воздуха, сопротивления качению и потерь в трансмиссии скорость  $V$  будет уменьшаться, т.е.  $j_3 \neq 0$ . Однако при этом величина  $f_3$  мала (3...7%  $j_{\text{уст}}$ ), поэтому для упрощения расчётов им можно пренебречь.

За время  $\tau_n$  закон изменения  $j_3$  может быть различным в зависимости от действия водителя и конструктивных особенностей тормозной системы. Принято считать его нарастание, пропорциональным времени. Тогда текущее значение  $j_3$  в момент времени  $t_n$  от начала нарастания равно

$$j_{3н} = \frac{j_{уст} t_n}{\tau_n}. \quad (2.45)$$

На участке  $\tau_{уст}$  в равенстве (2.44)  $R_{x1} + R_{x2} = (R_{x1} + R_{x2})\varphi_x = G_a\varphi_x \cos\alpha$ . При торможении на дороге с достаточно большим коэффициентом  $\varphi_x$  и  $V_0 < 30$  м/с можно считать  $P_b = 0$ .

Подставив значение  $R_{x1} + R_{x2}$  в равенство (2.45), и принимая во внимание, что  $P_n = G_a \sin\alpha \approx G_a i$ , а для одиночного автомобиля  $P_c = 0$ , получим

$$j_{уст} = (\varphi_x \cos\alpha + \sin\alpha)g \approx (\varphi_x + i)g; \quad (2.46)$$

на горизонтальной дороге

$$j_{уст} = \varphi_x g. \quad (2.47)$$

Из формул (2.46) и (2.47) видно, что  $j_{уст}$  при принятых допущениях не зависит ни от кинетической энергии вращающихся деталей двигателя, трансмиссии и колёс, ни от сопротивления качению. Приняв допущения о значениях реакций  $R_{x1}$  и  $R_{x2}$ , мы уже учли, что моменты  $M_{top1}$ ,  $M_{top2}$ ,  $M_{fl}$  и  $M_{j2}$  уравновешивают инерционные моменты колёс и вращающихся деталей двигателя и трансмиссии, доводя эти реакции до  $R_{x1 \max}$  и  $R_{x2 \max}$ .

Обозначив пути, проходимые автомобилем за время  $\tau_c$ ,  $\tau_n$  и  $\tau_{уст}$  соответственно  $S_{tc}$ ,  $S_{tn}$  и  $S_{t \text{ уст}}$ , можно записать  $S_t = S_{tc} + S_{tn} + S_{t \text{ уст}}$ . За время запаздывания

$$S_{tc} = V_0 \tau_c. \quad (2.48)$$

Для определения  $S_{tn}$  дважды проинтегрируем равенство  $j_3 = d^2 S_n / dt^2$ . С учётом равенства (2.45) текущее значение скорости  $V_n$  на участке  $\tau_n$

$$V_n = \frac{-0,5 j_{уст} t_n^2}{\tau_n + C}. \quad (2.49)$$

При  $t_n = 0$ ,  $V_n = V_0$ , следовательно,  $C = V_0$ .

Текущее значение пути, проходимого за время  $t_n$ ,  $S_n = V_0 t_n - j_{уст} t_n^3 / 6\tau_n + C_1$ . При  $t_n = 0$ ,  $S_n = 0$ , следовательно,  $C_1 = 0$  и

$$S_n = V_0 t_n - j_{уст} t_n^3 / 6\tau_n. \quad (2.50)$$

Путь  $S_{т.н}$  получим, подставляя в равенство (2.50)  $\tau_n$  вместо  $t_n$

$$S_{т.н} = V_0\tau_n - j_{уст}\tau_n^3/6. \quad (2.51)$$

Скорость  $V_{0уст}$ , соответствующую началу движения с  $j_{уст}$ , найдём, подставив в равенство (2.50)  $\tau_n$  вместо  $t_n$ , тогда

$$V_{0уст} = V_0 - 0,5j_{уст}\tau_n. \quad (2.52)$$

Путь за время  $t_{уст}$  от начала движения с  $j_{уст}$  найдём из условия

$$j_{уст} = -\frac{dV_{уст}}{dt_{уст}} = -\frac{dV_{уст}dS_{уст}}{dt_{уст}dS_{уст}} = -\frac{V_{уст}dV_{уст}}{dS_{уст}},$$

где  $V_{уст}$  – значение скорости, соответствующее времени  $t_{уст}$ ;  $S_{уст}$  – путь, проходимый от начала движения с  $j_{уст} = \text{const}$  до достижения скорости  $V_{уст}$ .

Разделив переменные после интегрирования с учётом  $j_{уст} = \text{const}$ , получим

$$S_{уст} = \frac{-0,5V_{уст}^2}{j_{уст} + C_2}.$$

При  $S_{уст} = 0$ ;  $V_{уст} = V_{0уст}$ , следовательно,  $C_2 = 0,5V_{0уст}^2 / j_{уст}$ .

$$S_{т.уст} = \frac{0,5(V_{0уст}^2 - V_{уст}^2)}{j_{уст}}. \quad (2.53)$$

Если торможение происходит до полной остановки, то

$$S_{т.уст} = \frac{0,5V_{0уст}^2}{j_{уст}}. \quad (2.54)$$

Подставляя значения пути  $S_{т.с}$ ;  $S_{т.н}$  и  $S_{т.уст}$  из равенства (2.48), (2.51) и (2.53) и заменяя  $V_{0уст}$  его значением, подсчитанным по формуле (2.54) получим

$$S_{т} = V_0(\tau_c + 0,5\tau_n) + \frac{0,5(V_0^2 - V_{уст}^2)}{j_{уст}} - \frac{j_{уст}\tau_n^2}{24}. \quad (2.55)$$

Последний член равенства (2.55) мал и им можно пренебрегать. Поставляя вместо  $j_{уст}$  его значение из равенства (2.47), получим для случая торможения до полной остановки ( $V_{уст} = 0$ ) на горизонтальной дороге

$$S_{т} = V_0(\tau_c + 0,5\tau_n) + \frac{0,5V_0^2}{\varphi_x g}. \quad (2.56)$$

Путь  $S_0$ , проходимый автомобилем от момента, когда водителем была замечена опасность, до  $V = 0$  называют остановочным.

Остановочный путь равен сумме тормозного пути и пути, проходимого за время реакции водителя  $\tau_{рв}$ ,

$$S_0 = V_0(\tau_{рв} + \tau_c + 0,5\tau_n) + \frac{0,5V_0^2}{\varphi_x g}. \quad (2.57)$$

Зависимость  $V = f(t)$  на тормозной диаграмме описывается следующими отрезками: на участке  $\tau_c$  прямой, параллельной оси абсцисс, на участке  $\tau_n$  квадратичной параболой, на участке  $\tau_{уст}$  прямой с угловым коэффициентом, равным  $j_{уст}$ , поскольку  $V_{уст} = V_{0уст} - j_{уст}t_{уст}$ .

Допущения, принятые для вывода формул (2.47), (2.55), (2.56) и (2.57), исключают учёт влияния на  $j_{уст}$  конструктивных параметров рабочей тормозной системы и автомобиля в целом. Между тем, это влияние существенно. Допущение о том, что при аварийном торможении  $R_{x1} = R_{z1}\varphi_x$  и  $R_{x2} = R_{z2}\varphi_x$  выполняется далеко не всегда.

Если при заданном  $P_{пед}$ :  $R_x < R_{z1}\varphi_x$ ;  $R_{x2} < R_{z2}\varphi_x$ , то на данной дороге формулы (2.47) и (2.56) непригодны. В этом случае необходимо знать, какие моменты  $M_{тор1}$  и  $M_{тор2}$  могут быть получены при заданном усилии на тормозной педали.

Не выполняется также допущение  $\varphi_{x1} = \varphi_{x2}$ , поскольку  $\varphi_x = f(R_z)$ , а также по ряду других причин. В формулах для определения  $j_{уст}$  и  $S_T$  берут усреднённое значение  $\varphi_x$ .

Более сложным, чем принято на тормозной диаграмме (рис. 2.14) является процесс срабатывания тормозного привода.

### 2.5.3. Оптимальное распределение тормозных сил

Тормозной называют силу сопротивления движению автомобиля  $P_{тор} = M_{тор} / r_d$ , искусственно создаваемую в результате действия тормозных механизмов.

Тормозная сила является одной из составляющих реакций  $R_x$ . При экстренном торможении  $R_z f_c$  и  $J_k / (r_k r_d)$  малы по сравнению с  $P_{тор}$ , и можно принимать  $P_{тор1} \approx R_{x1}$ ;  $P_{тор2} \approx R_{x2}$ .

Одновременное достижение продольными реакциями значений  $R_{z1}\varphi_x$ ,  $R_{z2}\varphi_x$  может быть обеспечено оптимальным распределением тормозных сил между колёсами.

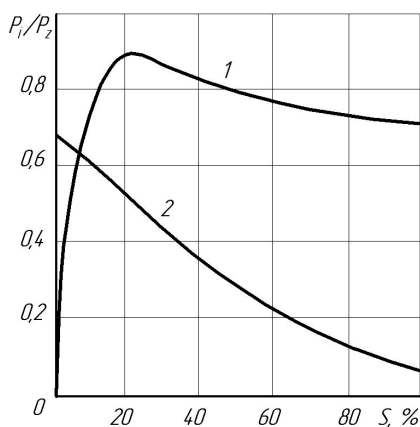
Коэффициент  $\varphi_x$  достигает максимального значения при определённом скольжении  $S_{опт}$ . Если  $S_{опт}$  достигается одновременно у всех колёс, то обеспечивается максимальное  $j_{уст}$  и минимальный  $S_T$ . Если у какого-либо из колёс  $S_{опт}$  будет достигнуто ранее, чем у остальных, то

у последних тормозные силы ещё не будут максимальными. Дополнительное же нажатие на тормозную педаль с целью увеличить  $P_{\text{тор}}$  у колёс, еще не достигнувших  $S_{\text{опт}}$ , приведёт к блокировке (100%-ному скольжению) и в результате этого уменьшению тормозных сил колёс, достигших  $S_{\text{опт}}$  первыми.

Блокировка возникает в результате того, что при  $S > S_{\text{опт}}$  качение колеса является неустойчивым, т.е. при неизменной величине  $M_{\text{тор}}$  скольжение увеличивается и в короткое время достигает 100%. При этом  $\varphi_x$  падает и  $P_{\text{тор}}$  уменьшается.

На процесс торможения существенно влияет необходимость сохранять у тормозящих колёс способность противостоять внешним боковым силам, всегда возникающим в процессе движения.

При одной и той же боковой силе боковое смещение довольно быстро увеличивается с увеличением продольного скольжения. На рисунке 2.18 (кривая 2) приведена зависимость боковой силы  $P_y$  (в долях  $P_z$ ) от скольжения. Сила  $P_y$  вызывает боковое смещение со скоростью, составляющей 4%  $V$ . У колеса, катящегося в свободном режиме ( $S = 0$ ), чтобы вызвать боковое смещение колеса с такой скоростью, нужно приложить силу  $P_y = 0,7P_z$ , а у заблокированного колеса ( $S = 100\%$ ) –  $P_y = 0,05 P_z$ , т.е. в 14 раз меньшую. На рисунке 2.18 (кривая 1) показана также зависимость силы  $P_{\text{тор}}$ , выраженной в долях  $P_z$ . При  $S_{\text{опт}}$ , когда  $P_{\text{тор}}$  достигает максимального значения, сила  $P_y$ , необходимая для бокового скольжения колеса со скоростью 0,04 $V$ , равна  $P_y = 0,5P_z$ , т.е. меньше, чем у свободного колеса всего лишь на 20%.



**Рис. 2.18.** Зависимость удельных тормозной и боковой сил от скольжения:

$$1 - P_{\text{тор}} / P_z = f(S); 2 - P_y / P_z = f(S)$$

Таким образом, если у всех колёс скольжение одновременно достигает значения  $S_0$ , это обеспечит не только максимальную эффективность торможения, но и достаточно высокое противодействие колёс боковым силам.

Важно, чтобы силы  $P_{\text{top}}$  достигали максимально возможных значений на правом колесе, как при одинаковых значениях, и  $R_z$  предотвращает появление поворачивающего автомобиля момента  $M_{\text{п}}$ .

Оптимальному распределению тормозных сил между мостами двухосного автомобиля при  $\varphi_{x1} = \varphi_{x2}$  соответствует равенство

$$\frac{P_{\text{top1}}}{P_{\text{top2}}} = \frac{R_{z1}}{R_{z2}}. \quad (2.58)$$

При торможении на горизонтальной дороге нормальные реакции могут быть найдены (при  $i = 0$ ;  $j = -j_3$ ,  $P_{\text{сп}x} = P_{\text{сп}z} = 0$ , то

$$R_{z1} = \frac{G_a(b + h_g j_3/g)}{L}; \quad R_{z2} = \frac{G_a(a - h_g j_3/g)}{L}. \quad (2.59)$$

Принимая во внимание, что при торможении с полным использованием тормозных сил  $j_{\text{уст}} = g\varphi_x$ , найдём

$$\frac{P_{\text{top1}}}{P_{\text{top2}}} = \frac{b + h_g j_3/g}{a - h_g j_3/g}. \quad (2.60)$$

Величины, входящие в первую часть равенства (2.60), переменны. Координаты  $a$ ,  $b$  и  $h_g$  изменяются с изменением нагрузки на автомобиль, а  $\varphi_x$  различно для разных дорог. Следовательно, оптимальное соотношение тормозных сил также должно быть переменным.

Однако фактическое распределение  $M_{\text{top}}$  (а следовательно, и  $P_{\text{top}}$ ) у каждого конкретного автомобиля зависит от конструктивных особенностей тормозной системы.

Принято характеризовать рабочую тормозную систему коэффициентом  $\beta_r$  распределения тормозной силы

$$\beta_r = \frac{P_{\text{top1}}}{(P_{\text{top1}} + P_{\text{top2}})}. \quad (2.61)$$

Коэффициент  $\beta_r$  может быть постоянным или переменным со ступенчатым или непрерывным изменением в зависимости от изменения давления в тормозной системе или изменения нормальных реакций, действующих на колёса (обычно колеса заднего моста).

У автомобилей, оборудованных тормозными системами с постоянным  $\beta_r$ , оптимальное распределение тормозных сил обеспечивается

только на дороге, характеризуемой  $\varphi_x = \varphi_0$ , его можно считать оптимальным. При заданных  $a$ ,  $b$  и  $h_g$  коэффициент  $\beta_T$  однозначно связан с  $\varphi_0$ . Учитывая равенство (2.58) и подставляя  $R_{z1}$  и  $R_{z2}$  из равенств (2.59) в равенство (2.61), принимая во внимание, что  $j_3 = g\varphi_0$ , получим

$$\beta_T = \frac{b + \varphi_0 h_g}{L}. \quad (2.62)$$

Найдём  $j_{уст}$  и  $S_T$  на дороге, у которой  $\varphi_x \neq \varphi_0$ .

Пусть  $P_{top1}$  раньше, чем  $P_{top2}$  достигает значения  $R_{z1}\varphi_x$ . Водитель, чтобы избежать поперечного скольжения передних колёс, не увеличивает усилие воздействия на тормозную педаль, хотя  $P_{top2} < R_{z2}\varphi_x$ .

Пользуясь формулой (2.61), найдём

$$P_{top2} = \frac{(1 - \beta_T)P_{top1}}{\beta_T} = \frac{(1 - \beta_T)R_{z1}\varphi_x}{\beta_T}.$$

Считая  $P_{top1} = R_{x1}$ ,  $P_{top2} = R_{x2}$  и подставляя их значение в формулу (2.34), для горизонтальной дороги найдём  $j_{уст} = \frac{R_{z1}\varphi_x}{\beta_T m_a}$ . Выразив значение  $R_{z1}$  из формул (2.59) и  $\beta_T$  из формулы (2.62), получим

$$j_{уст} = \frac{g\varphi_x b}{b + (\varphi_0 - \varphi_x)h_g}. \quad (2.63)$$

По формуле (2.56) с учётом (2.37) и (2.63) будем иметь

$$S_T = \frac{V_0(\tau_c + 0,5\tau_n) + V_a^2 [b + (\varphi_0 - \varphi_x)h_g]}{2g\varphi_x b}. \quad (2.64)$$

Формулы (2.63) и (2.64) справедливы, пока  $R_{x2} < R_{z2}\varphi_x$ . Подставляя вместо  $R_{x2}P_{top2} = (1 - \beta_T)R_{z2}\varphi_x / \beta_T$ ,  $\beta_T$  из формулы (2.61) и значения  $R_z$  из формулы (2.59), получим, что первыми величины  $R_z\varphi_x$  достигают тормозные силы передних колёс, если  $\varphi_0 > \varphi_x$ . Это условие определяет пределы использования формул (2.63) и (2.64).

Если первыми достигают величины  $R_{z2}\varphi_x$  тормозные силы задних колёс, то

$$P_{top2} = R_{x1} = \frac{\beta_T R_{z2}\varphi_x}{1 - \beta_T}.$$

Пользуясь тем же методом, что и в предыдущем случае, получим

$$j_{уст} = \frac{g\varphi_x a}{a + (\varphi_x - \varphi_0)h_g}; \quad (2.65)$$



$$S_T = \frac{V_0(\tau_c + 0,5\tau_n) + V_a^2[a + (\varphi_x - \varphi_0)h_g]}{2g\varphi_x a}. \quad (2.66)$$

Условие, при котором первыми достигают величины  $R_{z2}\varphi_x$  тормозные силы задних колёс, справедливы формулы (2.65) и (2.66), определяется неравенством  $\varphi_0 < \varphi_x$ .

Из анализа формул (2.63) – (2.66), можно сделать вывод, что при неоптимальном распределении тормозных сил  $j_{уст}$  уменьшается, а  $S_T$  увеличивается. Ухудшение эффективности торможения тем больше, чем больше разность  $\varphi_0 - \varphi_x$ ; и отношение  $h_g / a$ ;  $h_g / b$ .

Для достижения оптимальной эффективности торможения следовало бы значения  $\varphi_0$  выбирать близкими значениям  $\varphi_x$ , характерным для дорог, по которым будет проходить движение автомобиля. Однако для обеспечения устойчивости желательно, чтобы в наиболее часто встречающихся условиях движения задние колёса не достигали скольжения первыми.

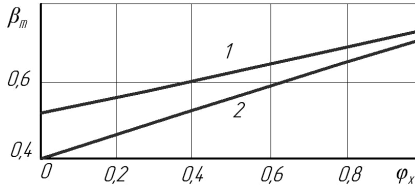
В связи с этим в приложении № 10 к правилам № 13 ЕЭК ООН рекомендуется выбирать распределение тормозных сил таким образом, чтобы при всех весовых, состояниях удельные тормозные силы на передних колёсах были большими, чем на задних у легковых автомобилей при  $\varphi_x = 0,15...0,8$ , у остальных автомобилей при  $\varphi_x = 0,15...0,3$ .

При выполнении этой рекомендации у легковых автомобилей практически в любых дорожных условиях в процессе торможения первыми блокируются ( $s = 100\%$ ) колёса переднего моста, что уменьшает вероятность потери автомобилем устойчивости. При  $\beta_T = \text{const}$  для выполнения рекомендаций правил № 13 необходимо, чтобы  $\varphi_0 > 0,8$ .

Для грузовых автомобилей допускается, чтобы задний мост блокировался первым на дорогах, характеризуемых  $\varphi_x = 0,3$ . Поскольку у грузовых автомобилей нагрузка, приходящаяся на каждый из мостов, существенно зависит от степени загрузки, то при  $\beta_T = \text{const}$  изменяется и значение коэффициента  $\varphi_x$ , при котором сначала происходит блокировка заднего моста. У негружёных автомобилей на задний мост обычно приходится около половины всей нагрузки, и блокировка заднего моста происходит на дорогах, характеризующихся меньшим значением  $\varphi_x$ , чем у гружёных, у которых на задний мост приходится порядка  $2/3$  всей нагрузки.

Чтобы рекомендации правил № 13 ЕЭК ООН выполнялись для негружёного автомобиля, у гружёного автомобиля при  $\beta_T = \text{const}$  задний мост должен блокироваться первым на дорогах, характеризуемых  $\varphi_x = 0,7...0,8$ .

Следовательно, значение коэффициента  $\varphi_0$  для негружёного грузового автомобиля должно превышать  $0,3$ , а для гружёного  $0,7...0,8$ .



**Рис. 2.19. Зависимость коэффициента распределения тормозных сил от коэффициента сцепления:**

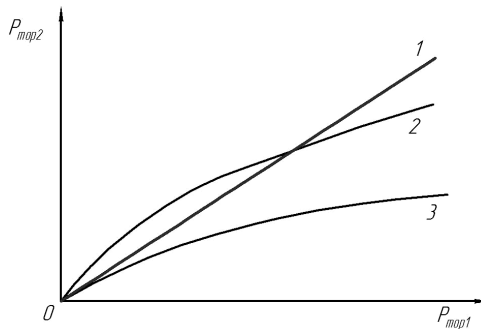
1 и 2 – соответственно негружёного и гружёного автомобиля

С целью сохранения эффективности и улучшения устойчивости при торможении многие автомобили имеют конструкцию рабочей тормозной системы, обеспечивающую изменение коэффициента  $\beta_T$  в процессе торможения. Оптимальная зависимость  $\beta_T = f(\varphi_x)$  показана на рис. 2.19.

Требования, предъявляемые к распределению тормозных сил, характеризуются зависимостью

$$P_{\text{тор}2} = \frac{P_{\text{тор}1}(a - h_g \varphi_x)}{b + h_g \varphi_x}. \quad (2.67)$$

Задаваясь различными значениями коэффициента  $\varphi_x$  и определяя  $R_{z1}$  по формуле (2.59), можно найти  $P_{\text{тор}1} = R_{z1}\varphi_x$ . Подставляя полученные таким образом значения  $P_{\text{тор}1}$  и принятое значение  $\varphi_x$  в равенство (2.67), получают силу  $P_{\text{тор}2}$ , что соответствует оптимальному распределению тормозных сил (рис. 2.20). Поскольку  $a$ ,  $b$  и  $h_g$  зависят от нагрузки автомобиля, то каждому весовому состоянию соответствует своя кривая зависимости  $P_{\text{тор}2} = f(P_{\text{тор}1})$ .



**Рис. 2.20. Идеальные характеристики тормозных сил:**

1 – при  $\beta_T = \text{const}$ ; 2 – гружёного автомобиля; 3 – негружёного автомобиля

Обычно тормозные силы считают пропорциональными давлениям  $p$  жидкости или воздуха в трубопроводах тормозной системы  $P_{\text{тор}} = kp$ , и на осях координат откладывают также значения давлений в магистралях привода передних  $p_1$  и задних  $p_2$  тормозов, считая коэффициент пропорциональности  $k$  одинаковым для переднего и заднего мостов.

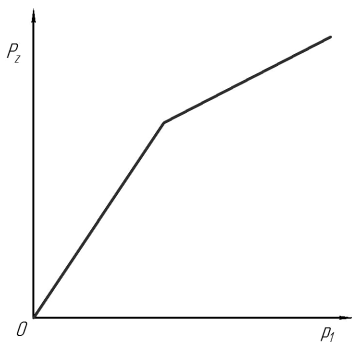
График (рис. 2.20) называют идеальной характеристикой тормозных сил. При  $\beta_T = \text{const}$  зависимость  $P_{\text{тор}2} = f(P_{\text{тор}1})$  изображается прямой  $l$ . Точка пересечения прямой  $l$  с кривой идеальной характеристики определяет сочетание тормозных сил, при котором в случае  $\beta_T = \text{const}$  фактический коэффициент сцепления дороги соответствует оптимальному, при том весовом состоянии, которому соответствует пересекаемая кривая. Принимая коэффициенты пропорциональности  $k_1$  и  $k_2$  между давлениями в трубопроводах системы различными при  $p_1 = p_2$  или изменяя соотношение между  $p_1$  и  $p_2$ , можно изменять наклон прямой  $l$ , а следовательно, и коэффициент  $\phi_0$ . При  $\beta_T = \text{const}$  давления  $p_1$  и  $p_2$  и желаемое значение коэффициента  $\phi_0$  обычно получают, подбирая соответствующие значения  $k_1$  и  $k_2$ . Для этого у передних и задних тормозов выбирают различные размеры колёсных тормозных цилиндров (тормозных камер) или на передних и задних колёсах применяют тормоза с различной эффективностью.

Для получения переменных значений коэффициента  $\beta_T$  обычно изменяют соотношение между давлениями  $p_1$  и  $p_2$ .

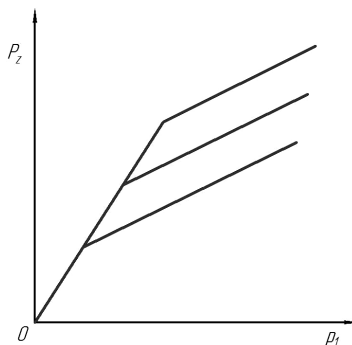
(Обеспечить непрерывное изменение соотношений между давлениями  $p_1$  и  $p_2$  по идеальной характеристике затруднительно, поэтому при помощи специального устройства, называемого регулятором тормозных сил (РТС), изменяют соотношение  $p_1/p_2$  либо при достижении некоторого (командного) давления (статические регуляторы рис. 2.21), либо при достижении командного давления с учётом весового состояния автомобиля (динамические регуляторы рис. 2.22)). Соотношения между  $p_1$  и  $p_2$  должны быть такими, чтобы выполнялись рекомендации правил № 13 ЕЭК ООН.

При применении РТС вместо изменения соотношений между тормозными силами по идеальной характеристике можно получить изменение, графически изображаемое либо ломаными, либо пучком прямых с различным наклоном.

Применение РТС позволяет приблизить распределение тормозных сил к идеальному. В некоторых пределах изменения удельных тормозных сил предотвращается возможность блокировки колёс заднего моста первыми, и одновременно с этим на всех дорогах или при всех весовых состояниях уменьшается абсолютное значение разности  $\phi_x - \phi_0$ , а следовательно, и снижение эффективности торможения при сохранении устойчивости движения.



**Рис. 2.21.** Характеристика статистического регулятора тормозных сил



**Рис. 2.22.** Характеристика динамического регулятора тормозных сил

Однако наличие РТС не гарантирует от блокировки колёс обоих мостов. В большинстве случаев при аварийном торможении воздействие на тормозную педаль происходит с максимально возможной силой, что во многих ситуациях, особенно на скользких дорогах, приводит к блокировке ( $s = 100\%$ ) всех колёс.

Специальные устройства – антиблокировочные системы (АБС) позволяют автоматически поддерживать скольжение всех колёс в режиме, близком к оптимальному, что обеспечивает наилучшее сочетание устойчивости и эффективности торможения.

#### **2.5.4. Антиблокировочные тормозные системы**

Термин АБС стал универсальным названием для антиблокировочной тормозной системы, хотя строго это название принадлежит фирме Bosch как сокращение от названия их устройства «Антиблокировочная система» или система противоблокирования колеса. Основным принципом АБС заключается в том, что датчики скорости колеса подают информацию к центральному блоку управления, который решает, когда колесо начинает блокироваться, и тогда процессор действует через систему сервоклапанов, растормаживая на мгновение колесо. Чтобы тормоз можно было повторно использовать, система нуждается в собственном источнике гидравлического давления; иначе педаль тормоза водителя опускалась бы к полу (проваливалась) каждый раз, когда АБС подаёт импульс. Необходимые компоненты АБС – датчики скорости колеса, электронный процессор (блок управления), сервоклапаны, гидравлический насос с электрическим приводом и аккумулятор давления. Неэлектронные (чисто гидромеханические) АБС были изо-

бретены и использовались в течение 80-х гг. XX столетия, но, в конечном счёте, были заменены электронными системами, которые были не только более быстродействующими, но и быстро подешевели.

Некоторые ранние АБС были «трёхканальные», т.е. управляли передними тормозными механизмами индивидуально, но растормаживали полностью все задние тормозные механизмы при начале блокирования любого из задних колёс. Это экономило некоторое количество стоимости и усложнения конструкции, но дало более низкую эффективность по сравнению с полной четырёхканальной системой, в которой каждый тормозной механизм управляется индивидуально.

Потенциальная проблема в создании АБС – как работать с полноприводными трансмиссиями, которые включают в себя дифференциалы повышенного трения или блокируемые. Механическое соединение через трансмиссию с колёсами, которыми стремится управлять АБС, может создавать неправильную информацию. Некоторые трансмиссии отсоединяют двигатель от задних колёс, когда происходит торможение с АБС. Альтернативный подход состоит в том, чтобы использовать дополнительные датчики для более гибкой работы системы.

АБС имеет много общего с противобуксовочной системой (ПБС), чьё действие могло бы рассматриваться как «АБС наоборот», так как ПБС работает по принципу обнаружения момента начала быстрого вращения одного из колёс по сравнению с другим (момента начала пробуксовывания) и подачи сигнала на притормаживание этого колеса. Датчики скорости колеса могут быть общими, и поэтому наиболее эффективный способ предотвращать пробуксовку ведущего колеса уменьшением его скорости, он состоит в том, чтобы применить мгновенное (и если необходимо, повторное) действие тормоза, тормозные импульсы могут быть получены от блока клапанов АБС. В действительности, если присутствует АБС, это всё, что требуется, чтобы обеспечить и ПБС плюс некоторое дополнительное программное обеспечение и дополнительный блок управления, чтобы уменьшить при необходимости крутящий момент двигателя или сократить количество подводимого топлива, или осуществить прямое вмешательство в систему управления педалью газа.

Сравнительно недавно появилась концепция совместной работы сервопривода и АБС. Такая «помощь при экстренном торможении» (ЕВА) была представлена сначала фирмой Mercedes и затем, в похожей форме, другими изготовителями. Принцип ЕВА должен гарантировать поддержание максимально возможного усилия торможения в течение всей аварийной остановки, так как исследования показали, что многие водители не в состоянии остановиться там, где им хочется, добавляя несколько метров к минимально возможному остановочному пути.

Исследование показало, что при введении АБС в циклический режим работы, остановочный путь может быть уменьшен за счёт увеличения давления в приводе тормозов и, таким образом, повышением эффективности циклической работы АБС. Соответственно, ЕВА стремится обнаружить характер перемещения педали тормоза, который однозначно указывает, что водитель начал аварийное торможение.

Результатом положительного обнаружения начала критического торможения является создание сервомотором ЕВА максимальной тормозной силы, вплоть до блокирования колёс, до полной остановки автомобиля или до полного отпущения водителем педали тормоза. Логически, ЕВА может использоваться, только когда АБС работоспособна.

На техническом семинаре в середине 1998 года фирма BMW представила свои планы развития полностью встроенного электронного управления тормозной системой (ЕВМ), используя в качестве основы существующую (DSC) систему повышения стабилизации (которая включает в себя функции АБС и ПБС). Цель развития, согласно BMW, состоит в том, чтобы определить архитектуру системы, которая объединяет все существующие компоненты тормозного управления и программное обеспечение (системы управления), и которая позволит непосредственно развивать новые функции, поскольку это станет доступным. Первые две функции, которые развились из нового подхода, это: динамический контроль торможения (DBC) и активный круиз-контроль (ACC). Система DBC – по существу, обновленная ЕВА; ACC объединяет интерфейс между передними датчиками и тормозной системой, обеспечивая автоматическое замедление транспортного средства, когда измеренная дистанция до впереди идущего автомобиля меньше, чем минимум, разрешённый для существующей скорости.

### 2.5.5. Особенности процесса торможения автопоезда

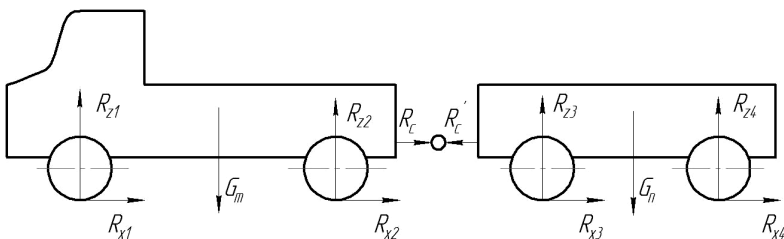
Пользуясь схемой сил (рис. 2.23), действующих при торможении на горизонтальной дороге на звенья прицепного автопоезда, и считая  $P_B = 0$ , можно записать формулу для автомобиля-тягача

$$j_{зт} = \frac{g\gamma_t + P_c}{m_t}; \quad (2.68)$$

для прицепа

$$j_{зп} = \frac{g\gamma_{п} + P_c}{m_{п}}, \quad (2.69)$$

где  $\gamma = \frac{\sum R_x}{G}$  – удельная тормозная сила.



**Рис. 2.23. Схема сил, действующих на автопоезд при торможении**

Если считать, что сцепное устройство жёсткое и не имеет зазоров, то  $j_{ст} = j_{сп}$ , и приравнивая правые части равенств (2.68) и (2.69), получим

$$P_c = G_{ап} (\gamma_{п} - \gamma_{т}), \quad (2.70)$$

где  $G_{ап} = G_{т} G_{п} / (G_{т} + G_{п})$  – приведённая сила тяжести автопоезда.

В соответствии с формулой (2.70) взаимодействие автомобиля-тягача и прицепа в процессе торможения зависит от соотношения  $\gamma_{т}$  и  $\gamma_{п}$ . Возможны три случая соотношения.

1. Если  $\gamma_{т} = \gamma_{п}$ , то  $P_c = 0$ , торможение автомобиля-тягача и прицепа синхронно.

2. Если  $\gamma_{т} > \gamma_{п}$ , то  $P_c > 0$ , т.е. прицеп усиливает торможение автомобиля-тягача.

3. Если  $\gamma_{т} < \gamma_{п}$ , то  $P_c < 0$  и при торможении автопоезда прицеп накатывается на автомобиль-тягач.

Случай 1 является идеальным, но равенство  $\gamma_{т} = \gamma_{п}$  в обычных тормозных системах с пневмоприводом достигнуть не удаётся.

Случай 2 обеспечивает растяжку автопоезда при торможении, что исключает его складывание и, следовательно, способствует повышению устойчивости. При обычных пневмоприводах это возможно в случае искусственного увеличения времени срабатывания тормозной системы автомобиля-тягача, что существенно снижает эффективность торможения автопоезда в целом. Кроме этого, увеличивается вероятность достижения полного скольжения колёс прицепа, в результате чего прицеп начинает сползать вбок и тянет за собой весь автопоезд. Поэтому тормозные системы современных автопоездов с пневмоприводом рассчитаны в основном для случая 3, т.е. обычно при торможении автопоезда прицеп накатывается на автомобиль-тягач, что может привести, а иногда и приводит к потере устойчивости в виде так называемого складывания автопоезда.

### 2.5.6. Торможение с неполным использованием сил сцепления

Неполное использование сил сцепления возможно при служебном торможении, а при экстренном торможении – в случае, когда тормозная система не обеспечивает тормозные силы, необходимые для полного использования сцепления колёс с дорогой. Последнее вероятно на дорогах, характеризуемых достаточно большим коэффициентом  $\varphi_x$ , в особенности, при затруднении создания достаточного усилия на тормозной педали  $P_{\text{пед}}$  (например, при управлении автомобилем женщиной, если отсутствует усилитель), а также при неисправной тормозной системе. Свыше 95% случаев торможения относится к служебным.

Правильное использование различных его способов в значительной степени определяет долговечность и надёжность рабочей тормозной системы, а, следовательно, и безопасность движения. К таким способам можно отнести следующие:

– *торможение двигателем без использования тормозных механизмов* – водитель уменьшает или прекращает подачу топлива (горючей смеси) в цилиндры двигателя, в результате чего его мощность оказывается недостаточной для преодоления возникающих в нём сил трения и двигатель превращается в тормоз (способ применяют, когда требуется небольшое замедление);

– *торможение с отсоединённым двигателем* применяют, когда торможение двигателем не обеспечивает желаемого замедления, а также при полном торможении; в этом случае отключают двигатель, выключая сцепление или передачу в коробке передач (нейтральное положение) и плавно нажимают на тормозную педаль;

– *торможение с использованием тормозных механизмов*, но без отсоединения двигателя иногда целесообразно с точки зрения повышения эффективности торможения, увеличения долговечности тормозных механизмов и затраты водителем энергии на торможение. На дорогах, характеризуемых малым значением коэффициента  $\varphi_x$ , при этом уменьшается вероятность возникновения заноса;

– *торможение с использованием вспомогательной тормозной системы* применяют для поддержания желаемой скорости движения на спусках, этот способ иногда применяют в сочетании с работой тормозных механизмов рабочей тормозной системы.

Случай торможения без отсоединения двигателя является наиболее общим, так как при этом реакции  $R_{x1}$  и  $R_{x2}$  создаются в результате действия моментов, создаваемых тормозными механизмами, тормозного момента двигателя и трения в механизмах трансмиссии.

Для определения замедлений воспользуемся равенством (2.45). Найдём реакции  $R_{x1}$  и  $R_{x2}$ .



На колёсах, не связанных с двигателем, момент  $M$  создаётся только действием тормозных механизмов. Обозначив этот момент  $M_{\text{top1}}$ , принимая во внимание, что знак минус уже учтён при выводе уравнения (2.34) и подставляя  $j_3$  вместо  $j_a$ , получим

$$R_{x1} = \frac{M_{\text{top1}}}{r_d} + R_{z1} f_c - \frac{J_{к1} j_3}{r_k r_d} . \quad (2.71)$$

На колёсах, связанных с двигателем, момент  $M$  равен сумме моментов:  $M_{\text{top2}}$ , создаваемого тормозными механизмами, и момента, подводимого полуосями, в результате тормозящего действия двигателя и механизмов трансмиссии. Для определения  $M$  воспользуемся теоремой об изменении кинетической энергии. Поскольку двигатель и трансмиссия в этом случае выполняют роль дополнительных тормозов, то для их вращения необходимо от колёс через полуоси подвести некоторую мощность. Мощность трения в двигателе и механизмах трансмиссии частично компенсируется за счёт энергии вращающихся деталей двигателя и трансмиссии, отдаваемой при замедлении их вращения.

Тогда можно записать

$$\frac{dT}{dt} = N_{\text{кол}} - N_{\text{top2}} - N_{\text{тр}} - N_{\text{тр.д}} , \quad (2.72)$$

где  $T$  – кинетическая энергия вращающихся деталей двигателя и трансмиссии,  $T = 0,5 J_M \omega_e^2$ ;  $N_{\text{кол}}$  – мощность, подводимая к тормозу, трансмиссии и двигателю от колёс;  $N_{\text{top2}}$  – мощность, теряемая в тормозах колёс, связанных с двигателем;  $N_{\text{тр}}$  – мощность, теряемая на трение в механизмах трансмиссии;  $N_{\text{тр.д}}$  – мощность, теряемая на трение в двигателе.

Производная кинетической энергии

$$\frac{dT}{dt} = \frac{J_M \omega_e d\omega_e}{dt} = \frac{J_M \omega_k u_r^2 d\omega_k}{dt} = - \frac{J_M \omega_k u_r^2 j_3}{r_k} . \quad (2.73)$$

Принимая во внимание, что

$$N_{\text{кол}} = M \omega_k ;$$

$$N_{\text{top2}} = M_{\text{top2}} \omega_k ;$$

$$N_{\text{тр}} = (N_{\text{кол}} - N_{\text{top2}})(1 - \eta_{\text{т}}) = (M - M_{\text{top2}}) \omega_k (1 - \eta_{\text{т}}) ;$$

$$N_{\text{тр.д}} = M_{\text{тр.д}} u_r \omega_k ,$$

из равенства (2.72) и (2.73) получим

$$M = \frac{M_{\text{тор}2} + M_{\text{тр.д}}u_{\text{T}}}{\eta_{\text{T}}} - \frac{J_{\text{M}}u_{\text{T}}^2 j_3}{r_{\text{к}}\eta_{\text{T}}}.$$

Принимая во внимание, что  $M$  направлен против вращения колеса, найдём

$$R_{x2} = -\frac{M_{\text{тор}2}\eta_{\text{T}} + M_{\text{тр.д}}u_{\text{T}}}{r_{\text{д}}\eta_{\text{T}}} - \frac{(J_{\text{M}}u_{\text{T}}^2 + J_{\text{к}2}\eta_{\text{T}})j_3}{r_{\text{к}}r_{\text{д}}\eta_{\text{T}}} + R_{z2}f_c. \quad (2.74)$$

Подставляя значения  $R_{x1}$ ,  $R_{x2}$  из формул (2.71) и (2.74) в формулу (2.44) и решая полученное равенство относительно  $j_3$ , получим

$$j_3 = \left( \frac{\sum M_{\text{тор}}\eta_{\text{T}} + M_{\text{тр.д}}u_{\text{T}}}{m_{\text{а}}r_{\text{д}}\eta_{\text{T}}} + \frac{P_{\text{в}}}{m_{\text{в}}} + \psi g \right) \frac{1}{\delta_{\text{вр.т}}}, \quad (2.75)$$

где  $\sum M_{\text{тор}2} = M_{\text{тор}1} + M_{\text{тор}2}$ ;

$$\delta_{\text{вр.т}} = 1 + \frac{J_{\text{M}}u_{\text{T}}^2 + \sum J_{\text{к}}\eta_{\text{T}}}{m_{\text{а}}r_{\text{к}}r_{\text{д}}\eta_{\text{T}}}. \quad (2.76)$$

Коэффициент  $\delta_{\text{вр.т}}$  при торможении несколько отличается от коэффициента  $\delta_{\text{вр}}$  при тяговом режиме. При передаче мощности от колёс к двигателю  $\eta_{\text{T}}$  на 5...10% меньше, чем при передаче от двигателя к ведущим колёсам.

Для приближённого подсчёта  $\delta_{\text{вр.т}}$  можно воспользоваться такой же формулой, как и при тяговом режиме:

$$\delta_{\text{вр.т}} = 1 + \delta_{1\text{в}}u_{\text{к}}^2 + \delta_{2\text{в}}, \quad (2.77)$$

где можно считать  $\delta_{1\text{в}} = 0,06$ ;  $\delta_{2\text{в}} = 0,04$ .

Будем называть тормозной силой автомобиля и тормозной силой двигателя соответственно

$$P_{\text{тор}} = \frac{\sum M_{\text{тор}}}{r_{\text{д}}}, \quad P_{\text{тр.д}} = \frac{M_{\text{тр.д}}u_{\text{T}}}{r_{\text{д}}\eta_{\text{T}}}. \quad (2.78)$$

Тогда равенство (2.76) примет вид

$$j_3 = \frac{P_{\text{тор}} + P_{\text{тр.д}} + P_{\text{в}}}{m_{\text{а}} + \varphi g} \frac{1}{\delta_{\text{вр.т}}}. \quad (2.79)$$

Отношение

$$\frac{P_{\text{тор}} + P_{\text{тр.д}} + P_{\text{в}}}{G_{\text{а}}} = D_{\text{T}} \quad (2.80)$$

назовём тормозным динамическим фактором. Тогда

$$j_3 = \frac{(D_T + \psi)g}{\delta_{вр.т}}. \quad (2.81)$$

Если известны зависимости  $P_{\text{тор}} = f(V)$  и  $P_{\text{тр.д}} = f(V)$ , то по графикам  $D_T = f(V)$  можно построить графики замедлений  $j_3 = f(V)$  и далее так же, как определялись время и путь разгона, найти время и путь торможения.

Уравнения (2.75) и (2.81) могут быть использованы для определения  $j_3$  и  $S_T$  при любых способах торможения.

При торможении двигателем в формуле (2.81) следует считать  $D_T = (P_{\text{тр.д}} + P_B) / G_a$ , а  $\delta_{вр.т}$  определять по формуле (2.76).

Если для торможения используют тормоза, но при этом отключают двигатель, то

$$D_T = \frac{P_{\text{тор}} + P_B}{G_a}; \quad \delta_{вр.т} = 1 + \frac{\sum J_k}{m_a r_k r_d}. \quad (2.82)$$

Если торможение производится одновременно и тормозами, и двигателем, то  $D_T$  подсчитывают по формуле (2.81), а коэффициент  $\delta_{вр.т}$  – по формуле (2.76).

В общем случае переменными являются все силы, входящие в формулу (2.80). Характеристика изменения  $P_{\text{тор}}$  связана как с особенностями конструкции тормозных механизмов и происходящих в них процессов (изменение коэффициентов трения фрикционных поверхностей от скорости скольжения, температуры и т. д.), так и с характером изменения усилия воздействия водителя на орган, управляющий процессом торможения.

Момент трения в двигателе по экспериментальным данным может быть выражен формулой

$$M_{\text{тр.д}} = A + Bn, \quad (2.83)$$

где  $A$  и  $B$  – коэффициенты, зависящие от типа и конструктивных особенностей двигателя.

Подставляя значение  $M_{\text{тр.д}}$  в формулу (2.78), получим

$$P_{\text{тр.д}} = \frac{Au_T}{r_d \eta_T} + \frac{9,55Bu_T^2 V}{r_k r_d \eta_T}. \quad (2.84)$$

Используя формулу (2.81), можно оценить рациональность применения тех или иных способов торможения.

Сравнивая способы торможения с отключённым и неотключённым двигателем, можно заметить, что во втором случае увеличивается

как  $D_T$  (за счёт слагаемого  $P_{тр.д}$ ), так и  $\delta_{вр.т}$ . Поскольку в формуле (2.81)  $D_T$  входит в числитель, а  $\delta_{вр.т}$  – в знаменатель, то для получения желаемого замедления в одних условиях при торможении с неотключённым двигателем сила  $P_{тор}$  должна быть меньшей, а в других большей, чем при торможении с отключённым двигателем.

Торможение с неотсоединённым двигателем рационально, если при этом уменьшается сила  $P_{тор}$ , необходимая для получения желаемого замедления. Тогда такой способ торможения позволяет уменьшить или тормозной путь в случае аварийного торможения, или износ фрикционных накладок тормозных механизмов при служебном торможении.

Пользуясь равенством (2.79) и принимая во внимание, что при торможении с отсоединённым двигателем  $P_{тр.д} = 0$ ,  $\delta_{вр.т}$  определяется по формуле (2.82), а при торможении с неотсоединённым двигателем,  $\delta_{вр.т}$  определяется по формуле (2.77), найдём:

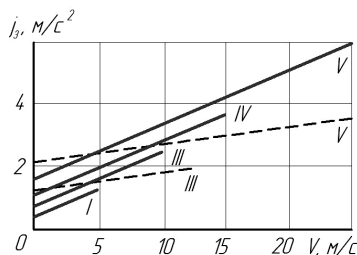
при неотсоединённом двигателе

$$P_{тор} = j_3 m_a (1 + \delta_{1в} u_k^2 + \delta_{2в}) - P_{тр.д} - P_в - G_a \psi; \quad (2.85)$$

при отсоединённом двигателе

$$P_{тор} = j_3 m_a (1 + \delta_{2в}) - P_в - G_a \psi. \quad (2.86)$$

При торможении с неотсоединённым двигателем уменьшается сила  $P_{тор}$ , необходимая для создания желаемого замедления, если правая часть равенства (2.85) меньше правой части равенства (2.86). После преобразований получим неравенство, определяющее условия, при которых рационально торможение с неотсоединённым двигателем  $P_{тр.д} > j_3 m_a \delta_{1в} u_k^2$  или, подставляя значение  $P_{тр.д}$  из формулы (2.84)



**Рис. 2.24.** Зависимость замедления от начальной скорости движения при торможении с неотключённым двигателем

$$j_3 < \frac{u_d u_T}{m_a \delta_{1в} \eta_T r_T} \left( \frac{A}{u_k} + 9,55 \frac{B u_T u_d}{r_k^2} V \right). \quad (2.87)$$

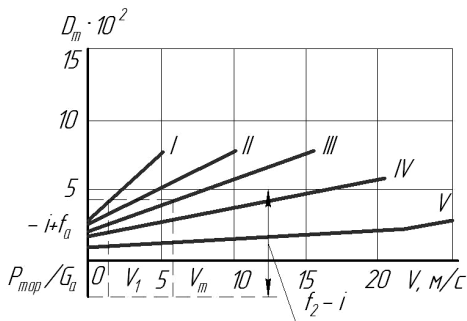
Торможение с неотсоединённым двигателем целесообразно в том случае, когда желаемое замедление не превосходит некоторой величины, различной на разных передачах, при разных скоростях движения и весовых состояниях автомобиля (рис. 2.24). Сплошные прямые относятся к грузовому автомобилю МАЗ, штриховые прямые – к грузовому автомобилю ЗИЛ.

Из формулы (2.87) и рис. 2.24 следует, что на дорогах, характеризуемых высоким коэффициентом  $f_x$ , аварийное торможение целесообразно с отключённым двигателем. На дорогах, характеризуемых низким коэффициентом  $f_x$ , где замедления не могут быть большими, и при высоких начальных скоростях, торможение целесообразно без отключения двигателя. Так же целесообразно производить торможение с неотключённым двигателем при необходимости плавного снижения скорости в случаях движения с большими и средними скоростями на высшей передаче.

Торможение двигателем или торможение с неотключённым двигателем широко используют для поддержания желаемой постоянной скорости на спусках. Значение скорости на спуске с заданным уклоном можно найти графическим или аналитическим методами. На рисунке 2.25 приведён график зависимости  $D_T = f(V)$  для случая торможения двигателем, построенный по формуле (2.81), в которой принималось  $P_{\text{тор}} = 0$  и  $P_{\text{тр.д}}$  по формуле (2.84).

Для определения скорости движения на спуске с уклоном ( $-i$ ), в случае, когда  $f_a - i < 0$  на расстоянии  $|i - f_a|$  над осью абсцисс проводят параллельную ей прямую. Абсцисса точки пересечения этой прямой с кривой  $D_T = f(V)$  на заданной передаче определяет искомую скорость.

Как видно из рис. 2.25 с увеличением передаточного числа включённой передачи установившаяся скорость резко уменьшается. На высших передачах поддержание  $V = \text{const}$  при торможении двигателем возможно только на небольших уклонах. На более крутых спусках приходится тормозить одновременно двигателем и тормозными механизмами. По рисунку 2.25 можно определить необходимое значение  $P_{\text{тор}}$ , если на дороге с  $f_a = 0,015$  и уклоном  $i = -0,06$  при включении четвёртой передачи требуется поддерживать скорость 12,5 м/с.



**Рис. 2.25.** Зависимость тормозного динамического фактора от скорости движения на спуске с уклоном на первой – пятой передачах

Вниз от точки, соответствующей  $V = 12,5$  м/с, на кривой четвёртой передачи в масштабе, принятом для  $D_{\Gamma}$ , откладывают отрезок, равный по абсолютной величине  $f_a - i$ . Через его нижний конец проводят прямую, параллельную оси абсцисс. Эта прямая на продолжении оси ординат отсекает отрезок, равный в принятом масштабе  $P_{\text{top}} / G_a$ .

Аналитическим методом удобно пользоваться в случаях, когда можно пренебрегать сопротивлением воздуха.

Пользуясь равенствами (2.79) и (2.84) и принимая во внимание, что при установившейся скорости  $j_3 = 0$  и  $\delta_{\text{вр.т}} = 1$ , получим

$$V = 0,105 \frac{r_{\text{к}}^2 \eta_{\text{т}}}{B u_{\text{т}}^2} \left( G_a |\psi| - P_{\text{top}} - \frac{A u_{\text{т}}}{r_{\text{д}} \eta_{\text{т}}} \right), \quad (2.88)$$

где  $|\psi|$  – абсолютное значение суммарного коэффициента дорожного сопротивления на спусках при  $f_a - i < 0$ .

Некоторые автомобили для поддержания постоянной скорости на затяжных спусках оборудованы вспомогательной тормозной системой. Если для этой системы используется искусственное увеличение трения в двигателе путём создания противодавления в выпускном трубопроводе, то поддерживаемую установившуюся скорость на спуске с известным уклоном можно найти по формуле (2.88), подставляя соответствующие значения коэффициентов  $A$  и  $B$ .

При аналитическом расчёте средних скоростей движения и некоторых оценочных показателей топливной экономичности необходимо знать путь  $S_3$  и время  $\tau_3$ , соответствующие снижению скорости движения от начальной скорости  $V_{\text{н}}$  до конечной  $V_{\text{к}}$ . Обычно при расчётах используют служебное торможение с  $j_3 = \text{const}$  или торможение двигателем. В первом случае для определения пути можно воспользоваться формулой (2.53), переписав её так

$$S_3 = \frac{V_{\text{н}}^2 - V_{\text{к}}^2}{2j_3}.$$

Время  $\tau_3$  определяют из равенства  $V_{\text{к}} = V_3 - j_3 \tau_3$ , откуда

$$\tau_3 = \frac{V_{\text{н}} - V_{\text{к}}}{j_3}.$$

При торможении двигателем для определения замедления, считая в формуле (2.75)  $M_{\text{top2}} = 0$  и пользуясь формулами (2.78) и (2.84), получим

$$m_a j_3 = a_{\text{it}} V^2 + b_{\text{it}} V^2 + c_{\text{it}}.$$

### 2.5.7. Эффективность запасной тормозной системы

Требования к эффективности запасной системы приблизительно в 2 раза ниже, чем требования к эффективности рабочей тормозной системы. Это позволяет использовать в качестве запасной стояночную тормозную систему или один из контуров двухконтурной рабочей системы.

Найдём  $j_3$  и  $S_T$  для этих случаев. Стояночная тормозная система обеспечивает затормаживание только задних колёс (исключением являются полноприводные автомобили, где она может воздействовать на все колёса). Поэтому для подсчёта  $j_{уст}$  при полном использовании сил сцепления, в формулу (2.44) подставим  $R_{x1} = f_c R_{z1}$ ,  $R_{x2} = \varphi_x R_{z2}$ . Заменяя  $R_{z1}$  и  $R_{z2}$  их значениями из формул (2.59) и считая  $P_b = 0$ , получим для случая движения по горизонтальной дороге

$$j_{уст} = \frac{\varphi_x a + f_c b}{L + (\varphi_x + f_c) h_g} g \approx g \varphi_x \frac{a}{L + \varphi_x h_g}. \quad (2.89)$$

Из формулы (2.89) следует, что при использовании стояночной тормозной системы в качестве запасной  $j_{уст}$  уменьшается по сравнению с  $j_{уст}$  при торможении рабочей системой в  $(L + \varphi_x h_g)/a$  раза. Для гружёных грузовых автомобилей, у которых  $a = (0,65 \dots 0,75)L$ ,  $h_g = (0,3 \dots 0,35)L$  требования ГОСТ Р 41.13–2007 к эффективности запасной тормозной системы выполняются практически при всех значениях  $\varphi_x$ , для негружёных грузовых автомобилей [ $a = (0,5 \dots 0,54)L$ ;  $h_g = (0,2 \dots 0,3)L$ ] использование стояночной тормозной системы в качестве запасной не обеспечивает выполнения этих требований. То же относится и к легковым автомобилям (с пассажирами и без пассажиров), автобусам без пассажиров. Зная  $j_{уст}$  и пользуясь формулой (2.89), можно найти  $S_T$ . При использовании стояночной тормозной системы в качестве запасной в процессе торможения возможна блокировка задних колёс, что неблагоприятно с точки зрения устойчивости.

При использовании в качестве запасной системы одного из контуров  $j_{уст}$  и  $S_T$  зависят от схемы рабочей тормозной системы и от того, какой из контуров отказал. Если используется схема, у которой один из контуров обеспечивает торможение передних колёс, а второй – задних, то при отказе контура передних колёс  $j_{уст}$  определяют по формуле (2.89). При отказе контура задних колёс в формулу (2.44) нужно подставить  $R_{x1} = \varphi_x R_{z1}$ ;  $R_{x2} = f_c R_{z2}$ . В этом случае

$$j_{уст} = \frac{g(b\varphi_x + af_c)}{L - (\varphi_x - f_c)h_g} \approx \frac{g\varphi_x b}{L - \varphi_x h_g},$$

это значение отвечает требованиям к запасной тормозной системе у легковых и негружёных грузовых автомобилей, и не отвечает у гружёных грузовых.

Чтобы удовлетворить требованиям, предъявляемым к эффективности запасной тормозной системы, при всех весовых состояниях и отказе любого из контуров, предложен ряд других схем расположения контуров. Если один из контуров включает тормоза правого заднего и левого переднего колёс, а второй – левого заднего правого переднего (диагональная схема), то отказ любого из контуров во всех случаях позволяет сохранять 50% эффективности тормозных свойств. Однако поскольку тормозные силы на переднем и заднем колёсах неодинаковы, создаётся момент, стремящийся развернуть автомобиль, что может привести к нарушению его устойчивости.

Для обеспечения требований, предъявляемых к запасной тормозной системе, при одновременном сохранении устойчивости в процессе торможения на некоторых автомобилях применяют двухконтурные системы, у которых в один контур включены тормозные механизмы передних колёс, а во второй – тормозные механизмы как задних, так и передних колёс. Для этого у тормозных механизмов передних колёс имеется два типа рабочих тормозных цилиндров: цилиндры, включённые в контур передних колёс, рассчитаны на создание тормозных моментов, обеспечивающих затормаживание передних колёс, вплоть до их блокировки на дорогах с высоким коэффициентом сцепления; цилиндры, включённые в контур передних и задних колёс, рассчитаны на частичное торможение передних колёс так, чтобы при отказе контура передних колёс создаваемые этими цилиндрами тормозные силы на передних колёсах совместно с тормозными силами задних колёс создавали замедление, отвечающее требованиям, предъявляемым к запасной тормозной системе.

### **2.5.8. Методы оценки тормозных свойств**

Оценку тормозных свойств автомобиля проводят экспериментальными (дорожные и стендовые испытания), а также расчётно-аналитическими методами.

*Дорожные испытания новых автомобилей.* Испытания на эффективность тормозных систем проводят при состоянии автомобиля и его агрегатов, соответствующем техническим условиям предприятия-изготовителя. Перед испытаниями автомобили проходят обкатку. При испытаниях автомобиль должен быть полностью нагружен. Все агрегаты, кроме тормозных механизмов, должны быть предварительно прогреты. Протектор шин должен быть изношен равномерно и не более, чем на 50% глубины рисунка.

Испытания проводят на прямом горизонтальном участке дороги (уклоны не более 0,5%) с сухим ровным покрытием, при температуре воздуха от  $-5$  до  $+30$  °С и скорости ветра не более 3 м/с.



Испытания типа *I* состоят из двух этапов: предварительного и основного. Предварительный проводят последовательным торможением по режиму, определённом для каждой категории автотранспортных средств значениями начальных  $V_n$  и конечных  $V_k$  скоростей, длительностью цикла и числом торможений.

Основной этап, который должен начинаться не позднее, чем через 45 с после окончания предварительного этапа, проводят по методике испытания типа 0, но с отключённым двигателем.

Предварительный этап испытаний типа II проводят непрерывным торможением, тормозные механизмы должны нагреваться так, чтобы количество поглощённой ими энергии оказалось равным энергии, поглощаемой за такое же время тормозными механизмами автомобиля, движущегося со скоростью  $30 \pm 5$  км/ч под уклон 7% на расстоянии 6 км. Движение происходит на передаче, при которой частота вращения коленчатого вала не выше номинальной и обеспечивается максимальная эффективность торможения двигателем.

Условия проведения испытаний запасной тормозной системы аналогичны испытаниям типа 0 с отключённым двигателем.

Испытания стояночной системы автомобиля проводят при полной его загрузке на дороге с продольным уклоном, равным заданному техническими условиями на данный автомобиль, но не менее нормированного по ГОСТу. Испытания проводят при движении автомобиля вверх и вниз под уклон при нейтральном положении в коробке передач.

Испытание вспомогательной тормозной системы проводят при движении автомобиля полной массы на спуске, имеющем заданные ГОСТом значения уклона и длины, и с определённой скоростью. Допускается включение передачи, при которой частота вращения коленчатого вала не выше номинальной.

*Дорожные испытания автомобилей*, находящихся в эксплуатации, на эффективность тормозных систем проводят при полной массе или при массе в снаряжённом состоянии с учётом массы водителя, на прямой, ровной, горизонтальной, сухой дороге с цементно- или асфальтобетонным покрытием, не имеющей на поверхности сыпучих материалов или масла. Шины должны быть чистыми, сухими и отвечать требованиям по предельному износу и состоянию. При проверке рабочей и запасной тормозных систем автомобиль разгоняют до скорости 43...45 км/ч и отключают двигатель от трансмиссии. В момент, когда скорость автомобиля достигнет 40 км/ч, производят полное торможение с определённым усилием воздействия на орган управления и регистрируют тормозной путь или установившееся замедление и время срабатывания.

Для проверки стояночной тормозной системы автомобиль затормаживают рабочей тормозной системой на заданном уклоне, затем отключают двигатель от трансмиссии и приводят в действие стояночную тормозную систему. После этого растормаживают рабочую систему и фиксируют действие стояночной.

Условия проведения испытаний вспомогательной тормозной системы аналогичны условиям дорожных испытаний новых автомобилей. Измерительная и регистрирующая аппаратура, применяемая при дорожных испытаниях, должна обеспечивать измерение и регистрацию тормозного пути, установившегося замедления, времени срабатывания и начальной скорости торможения и отвечать требованиям по точности измерения, сформулированным в ГОСТ Р 51709–2001.

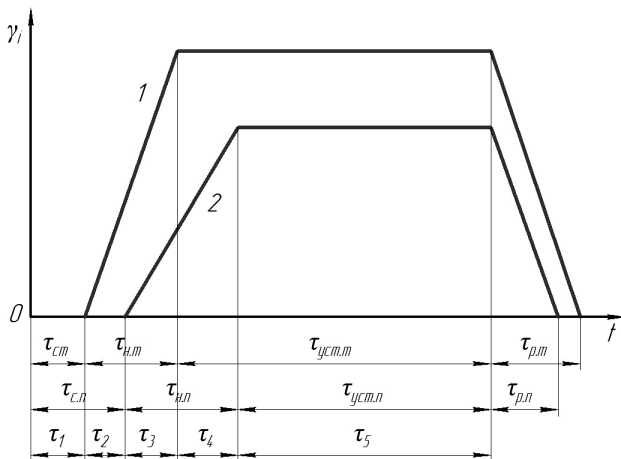
Дорожные испытания при проверке эффективности рабочей тормозной системы считают недействительными, если для сохранения прямолинейного движения автомобиля в процессе торможения водитель должен корректировать траекторию движения.

*Стендовые испытания автомобилей.* Находящиеся в эксплуатации автомобили испытывают на тормозную эффективность на стендах инерционного или силового типа, отвечающих требованиям, изложенным в ГОСТ Р 51709–2001.

Эффективность рабочей и запасной тормозных систем проверяют торможением автомобиля соответствующей системой с определёнными усилиями воздействия на орган управления, предварительно доведя скорость вращения роликов до соответствующей скорости (но не менее 40 км/ч). Определяют максимальные силы, развиваемые каждым колёсным механизмом, и время срабатывания. Затем по формулам определяют значения удельной тормозной силы и коэффициента осевой неравномерности и сравнивают эти значения с нормированными. Методика испытаний стояночной системы аналогична предыдущей.

Проверку эффективности вспомогательной системы проводят на стендах инерционного типа определением максимальной тормозной силы, развиваемой на колёсах автомобиля с последующим расчётом удельной тормозной силы.

*Расчётный метод.* Оценка тормозных свойств основывается на анализе процесса торможения одиночного автомобиля, в результате которого были выведены формулы (2.44) и (2.56), позволяющие находить  $j_{\text{уст}}$  и  $S_{\text{т}}$  при экстренном торможении. При выводе этих формул были сделаны упрощающие допущения, фактически исключающие учёт ряда особенностей рабочих процессов рабочей тормозной системы каждого конкретного автомобиля. Учёт этих особенностей особенно важен для расчёта показателей тормозных свойств автопоездов.



**Рис. 2.26. Тормозные диаграммы автопоезда:**  
1 – тягача; 2 – прицепа

Рассмотрим это на примере расчёта  $j_3$  и  $S_T$  для автопоезда с пневматическим тормозным приводом. Особенности рабочего процесса тормозной системы характеризуются динамической характеристикой тормозной системы.

Пользуясь формулами, связывающими тормозные моменты, развиваемые тормозными механизмами с давлениями в исполнительных органах тормозной системы (такие формулы приведены в учебниках по расчёту автомобиля), можно построить тормозную диаграмму автопоезда (рис. 2.26), состоящую из 5 основных этапов  $\tau_1 - \tau_5$ .

Если пренебрегать силами сопротивления качению и сопротивлению воздуха, а также считать  $\delta_{вр}=1$ , то на горизонтальной дороге для всех этапов действительно уравнение

$$\frac{dV}{dt} = -g\gamma_{ап}. \quad (2.90)$$

Полная тормозная сила автопоезда является суммой тормозных сил автомобиля-тягача и прицепа  $\gamma_{ап}G_{ап} = \gamma_T G_T + \gamma_{п} G_{п}$ , откуда  $\gamma_{ап} = \gamma_T G_T / G_{ап} + \gamma_{п} G_{п} / G_{ап}$ , или  $\gamma_{ап} = (1 - m)\gamma_T + m\gamma_{п}$ , где  $m = G_{п} / G_{ап}$  – весовой коэффициент автопоезда.

На 1 этапе  $V = V_0 = \text{const}$ , и с учётом принятых допущений  $\gamma_{ап} = 0$ , а проходимый путь

$$S_1 = V_0 \tau_1. \quad (2.91)$$

На 2 этапе  $\gamma_{\text{п}} = 0$ . Считая, что  $\gamma_{\text{т}}$  изменяется по линейному закону,

$$\gamma_{\text{т}} = \frac{\gamma_{\text{уст.т}} t}{\tau_{\text{н.т}}}.$$

Удельная тормозная сила автопоезда  $\gamma_{\text{ап}} = \frac{(1-m)\gamma_{\text{уст.т}} t}{\tau_{\text{н.т}}}$ .

Подставляя выражение  $\gamma_{\text{ап}}$  в уравнение (2.90), получим

$$\frac{dV}{dt} = - \frac{g(1-m)\gamma_{\text{уст.т}} t}{\tau_{\text{н.т}}}.$$

Разделяя переменные и интегрируя левую часть в пределах  $V_0 \dots V$ , а правую в пределах  $0 \dots t$ , получим текущее значение скорости на 2 этапе

$$V = \frac{V_0 - g(1-m)\gamma_{\text{уст.т}} t^2}{2\tau_{\text{н.т}}}. \quad (2.92)$$

При  $t = \tau_2$  эта скорость равна начальной скорости  $V_2$  на 3 этапе. Учитывая, что  $V = dS/dt$ , формулу (2.92) можно представить как дифференциальное уравнение с разделяющимися переменными

$$dS = \frac{V_0 dt - g(1-m)\gamma_{\text{уст.т}} t^2 dt}{2\tau_{\text{н.т}}},$$

интегрируя которое в пределах  $0 \dots S_2$  для левой части и  $0 \dots \tau_2$  для правой, получим тормозной путь на 2 этапе

$$S_2 = \frac{V_0 \tau_2 - g(1-m)\gamma_{\text{уст.т}} \tau_2^3}{6\tau_{\text{н.т}}}. \quad (2.93)$$

На 3 этапе  $\gamma_{\text{т}} = \frac{\gamma_{\text{уст.т}} t_2}{\tau_{\text{н.т}}} + \frac{\gamma_{\text{уст.т}} t}{\tau_{\text{н.т}}}$ ;  $\gamma_{\text{п}} = \frac{\gamma_{\text{уст.п}} t}{\tau_{\text{н.п}}}$ , тогда удельная тор-

мозная сила автопоезда  $\gamma_{\text{ап}} = \frac{(1-m)\gamma_{\text{уст.т}} \tau_2}{\tau_{\text{н.т}}} + \frac{(1-m)\gamma_{\text{уст.т}} t}{\tau_{\text{н.т}}} + \frac{m\gamma_{\text{уст.п}} t}{\tau_{\text{н.п}}}$ ,

а уравнение движения при этом записывается следующим образом:

$$\frac{dV}{dt} = - \frac{g(1-m)\gamma_{\text{уст.т}} \tau_2}{\tau_{\text{н.т}}} - \frac{g(1-m)\gamma_{\text{уст.т}} t}{\tau_{\text{н.т}}} - \frac{gm\gamma_{\text{уст.п}} t}{\tau_{\text{н.п}}}.$$

Разделяя переменные и интегрируя левую и правую части в пределах  $V_2 \dots V$  и  $0 \dots \tau_3$ , получим текущую скорость на 3 этапе:

$$V = \frac{V_2 - g(1-m)\gamma_{уст.т} \tau_2 t}{\tau_{н.т}} - 0,5g \left( \frac{(1-m)\gamma_{уст.т}}{\tau_{н.т}} + \frac{m\gamma_{уст.п}}{\tau_{н.п}} \right) t^2. \quad (2.94)$$

При  $t = \tau_3$ ,  $V = V_3$ , а

$$S_3 = \frac{V_2 \tau_3 - g(1-m)\gamma_{уст.т} \tau_2 \tau_3^2}{2\tau_{н.т}} - g \left( \frac{(1-m)\gamma_{уст.т}}{\tau_{н.т}} + \frac{m\gamma_{уст.п}}{\tau_{н.п}} \right) \frac{\tau_3^3}{6}. \quad (2.95)$$

На 4 этапе  $\gamma_t = \gamma_{уст.т} = \text{const}$ , а  $\gamma_n$  и  $\gamma_{ап}$  продолжают возрастать

$$\gamma_{ап} = \frac{\gamma_{уст.п} \tau_3}{\tau_{н.п}} + \frac{\gamma_{уст.п} t}{\tau_{н.п}}; \quad \gamma_n = (1-m)\gamma_{уст.т} + \frac{m\gamma_{уст.п} \tau_3}{\tau_{н.п}} + \frac{\gamma_{уст.п} t}{\tau_{н.п}}.$$

В этом случае уравнение движения имеет следующий вид:

$$\frac{dV}{dt} = -g(1-m)\gamma_{уст.т} - \frac{gm\gamma_{уст.п} \tau_3}{\tau_{н.п}} - \frac{gm\gamma_{уст.п} t}{\tau_{н.п}}. \quad (2.96)$$

Разделяя переменные и интегрируя левую и правую части уравнения (2.96) соответственно в пределах  $V_3 \dots V$  и  $0 \dots t$ , получим выражение для текущей скорости на 4 этапе

$$V = V_3 - g(1-m)\gamma_{уст.т} t - \frac{gm\gamma_{уст.п} \tau_3 t}{\tau_{н.п}} - \frac{gm\gamma_{уст.п} t^2}{\tau_{н.п}},$$

а из него при  $t = \tau_4$  – скорость  $V_4$ , а также путь торможения на 4 этапе

$$S_4 = V_3 \tau_4 - 0,5g \left( (1-m)\gamma_{уст.т} + \frac{m\gamma_{уст.п} \tau_3}{\tau_{н.п}} \right) \tau_4^2 - \frac{gm\gamma_{уст.п} \tau_4^3}{6\tau_{н.п}}. \quad (2.97)$$

На 5 этапе  $\gamma_t = \text{const}$  и  $\gamma_n = \text{const}$ , поэтому и  $\gamma_{ап} = \text{const}$

$$\gamma_{ап} = (1-m)\gamma_{уст.т} + m\gamma_{уст.п}.$$

Пользуясь уравнением (2.44), найдём

$$j_{уст} = -\frac{dV}{dt} = g \left[ (1-m)\gamma_{уст.т} + m\gamma_{уст.п} \right]. \quad (2.98)$$

Интегрирование уравнения (2.98) в пределах  $V_4 \dots 0$  для левой части и в пределах  $0 \dots \tau_5$  для правой позволяет определить длительность 5 этапа

$$\tau_5 = \frac{V_4}{g \left[ (1-m)\gamma_{уст.т} + m\gamma_{уст.п} \right]},$$

а интегрирование в пределах  $V_4 \dots V$  и  $0 \dots t$  текущую скорость

$$V = V_4 - g \left[ (1 - m) \gamma_{\text{уст.т}} + m \gamma_{\text{уст.п}} \right] t.$$

Подставив  $v = dS/dt$  в последнее выражение, можно получить уравнение с разделяющимися переменными, интегрирование которого в пределах  $0 \dots S_5$  и  $0 \dots \tau_5$  даёт формулу для определения тормозного пути на этапе 5.

$$S_5 = V_{\text{н}} \tau_5 - 0,5 g \left( (1 - m) \gamma_{\text{уст.т}} + m \gamma_{\text{уст.п}} \right) \tau_5^2. \quad (2.99)$$

Тормозной путь  $S_{\text{т}}$  автопоезда, равный сумме тормозных путей, определяемых формулами (2.91), (2.93), (2.95), (2.97), (2.99)  $S_{\text{т}} = S_1 + S_2 + S_3 + S_4 + S_5$ , а также замедление  $j_{\text{уст}}$ , полученные расчётом, сравниваются с нормированными значениями для данной подкатегории автопоезда. При  $S_{\text{т}} \leq [S_{\text{т}}]$  и  $j_{\text{уст}} \geq [j_{\text{уст}}]$  автопоезд обладает требуемой эффективностью.

### 2.5.9. Влияние тормозных свойств на среднюю скорость движения

Тормозные свойства оказывают влияние не только на безопасность движения, но и на среднюю скорость движения. Водитель на основании своего опыта интуитивно устанавливает скорость движения, учитывая тормозные свойства управляемого им автомобиля.

Допустимая по тормозным свойствам скорость движения может быть определена из условия

$$S_0 + S_6 = S_{\text{в}}, \quad (2.100)$$

где  $S_0$  – остановочный путь, определяемый по формуле (2.58);  $S_6$  – расстояние безопасности (обычно принимают равным 5...10 м);  $S_{\text{в}}$  – расстояние видимости водителем дороги до встречного автомобиля или препятствия на пути.

В тёмное время суток при пользовании фарами  $S_{\text{в}} = S_{\text{осв}} - \mu V$  ( $S_{\text{осв}}$  – максимальная протяжённость участка дороги, освещённого фарами, для дальнего света  $S_{\text{осв}} = 100$  м, для ближнего света  $S_{\text{осв}} = 50$  м;  $\mu = 1,8$  с – коэффициент, учитывающий уменьшение расстояния видимости от скорости движения).

При движении в тумане или при осадках  $S_{\text{в}} = 0,85 S_{\text{м}}$  ( $S_{\text{м}}$  – метеорологическая дальность видимости).

Подставляя значения соответствующих составляющих в уравнение (2.100), получим квадратное уравнение относительно  $V$ , решая которое, можно определить допустимую скорость движения по тормозным свойствам автомобиля для заданных условий движения. Зная профиль трассы и коэффициент  $\phi_x$  для участков, можно рассчитывать

эпоху допустимых скоростей движения по тормозным свойствам на всём протяжении трассы и при моделировании движения на ЭВМ учесть влияние тормозных свойств на среднюю скорость.

### **2.5.10. Перспективы совершенствования тормозного управления**

С момента появления АБС потенциально открылся путь к тому, что инженеры шасси называют или электронным управлением тормоза (ЕВМ), или динамическим управлением тормоза (ДВС). Как система, АБС работает хорошо, но её применение ограничено: она не начинает работать, пока одно из колёс не начнет блокироваться при торможении. Поскольку во многих ситуациях вес автомобиля распределён неравномерно на его четырёх колёсах или даже по бортам, в этих обстоятельствах некоторые колёса будут способны воспринимать большее количество тормозного усилия, чем другие.

Ясно, что распределение усилия торможения согласно нагрузке на колесе могло бы увеличить устойчивость транспортного средства и открыть путь для использования перераспределения тормозного усилия по бортам, для достижения надёжного стабильного управления. Прежде чем эти идеальные варианты могут быть достигнуты, необходимы две вещи. Первое – способность определять массу, приходящуюся на каждое колесо индивидуально. Второе – способность всегда управлять (не только во время работы АБС) усилием торможения на каждом колесе. Первое требование нуждается в нужных датчиках и компьютере. Второе будет возможным, когда мы получим новую систему торможения – «торможение по проводам» (ВВW). Как и в случае «рулевого механизма, управляемого по проводам», в тормозах может применяться электрическая передача сигналов между педалью тормоза и исполнительным механизмом, т.е. механическая связь между педалью тормоза и тормозными механизмами заменена на электрическую. Точно так же, как SBW, преимущества ВВW включают способность смодулировать выходной сигнал по желанию водителя, обеспечивающий лёгкое и последовательное торможение и безопасность. В случае ДВС компьютер берёт сигнал от водителя – давление на педали тормоза и скорость нажатия – и делит его на четыре отдельных сигнала, по одному для каждого колеса, оптимально распределяя количество тормозного усилия между колёсами наилучшим способом. ВВW также открыл бы возможность лёгкого совмещения, например, с системой «интеллектуального круиз-контроля», разрешая автоматическое торможение автомобиля для поддержания безопасной дистанции, вплоть до полной остановки, если необходимо. Также ВВW даёт другие преимущества: например, нет необходимости в связи, проходящей через

кузов к главному тормозному цилиндру, расположенному с другой стороны, что улучшает пассивную безопасность и уменьшает передачу шума и вибрации. Но для комфортного управления тормозами водитель должен ощущать некоторое сопротивление педали тормоза.

В системе BBW тормозной механизм может быть полностью электрическим или электрогидравлическим. В первом случае тормозная колодка должна выдвигаться в рабочее положение (и возвращаться в исходное положение) электрическим двигателем с винтовым приводом. На технической выставке в 2000 г. BMW показал автомобиль с полностью электрическим BBW, использующим принцип циркуляции шариков в замкнутом пространстве для винтовых приводов колодок, чтобы минимизировать трение и достичь быстрой реакции. Как и многие из таких устройств нового поколения, система работала от 36V (а не от 12V) электрической сети. Это проявилось в его плавном действии в режиме ABS, в отличие от обычной механической обратной связи от педали. Плавность была результатом аналогового управления, в отличие от существующего ABS, в котором управление является «цифровым» (дискретным), подавая давление в тормозную систему по одному пороговому значению и выпуская его при другом. Управление было, конечно, «колесо за колесом»; BMW поставил точку, в которой любая функция торможения сама заботится об обслуживании в пределах программного обеспечения.

В электрогидравлическом BBW электродвигатель приводит в действие насос, который создаёт давление в аккумуляторе тормозной жидкости. Набор соленоидных клапанов управляет потоком давления жидкости, подводимой к каждому суппорту. Действие клапана задаётся регулятором тормозной системы, который принимает и обрабатывает сигналы усилия на педали тормоза и датчиков движения. В действительности, эта система объединяет пакет: ABS плюс электрическая передача сигналов и электронная обработка. Этот подход имеет преимущество в способности использовать существующие конструкции суппорта и поэтому может стать первым типом, который будет внедрён в производство, самое позднее в 2005 г., хотя BMW и, возможно, некоторые из других автомобильных изготовителей могут быть более настойчивыми для быстрого решения вопроса внедрения полностью электрического BBW. Независимо от того, какой тип появится сначала, весьма вероятно, что они будут экономить вес и станут неприхотливы в установке и обслуживании. Ограничение гидравлики до небольших закрытых контуров в каждой части автомобиля – или полный отказ от нее в целом – будет иметь большое значение. Но реальное различие появится тогда, когда тормоза будут не просто останавливать автомобиль, но и внесут вклад в его устойчивость и безопасное управление.



## 2.6. УСТОЙЧИВОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

Устойчивость автомобиля непосредственно связана с безопасностью дорожного движения.

Устойчивость движения определяется способностью автомобиля участия водителя восстанавливать своё прямолинейное движение, если оно будет нарушено действием каких-нибудь случайных возмущающих сил. На устойчивость автомобиля влияют его управляемость и стабилизация управляемых колёс [15].

Нарушение устойчивости автомобиля выражается в произвольном изменении направления движения, его опрокидывании или скольжении шин по дороге. Различают продольную и поперечную устойчивость автомобиля. Более вероятна и опасна потеря поперечной устойчивости [13].

Траектория движения автомобиля всегда является криволинейной, причём кривизна её непрерывно меняется. Поэтому прямолинейное движение автомобиля – понятие условное, подразумевающее, что при неизменном направлении движения его смещения не превосходят некоторых пределов.

*Курсовой устойчивостью* автомобиля называют его свойство двигаться без корректирующих воздействий со стороны водителя, т.е. при неизменном положении рулевого колеса. Автомобиль с плохой курсовой устойчивостью произвольно меняет направление движения («рыскает» по дороге), создавая угрозу другим транспортным средствам и пешеходам.

Показателями курсовой устойчивости служат средняя скорость поперечного смещения  $V_{y.cр}$  и средняя угловая скорость поворота рулевого колеса  $\theta_{p.k}$ .

Потеря поперечной устойчивости при криволинейном движении может привести к прогрессивно нарастающему поперечному скольжению шин по дороге (заносу) или опрокидыванию автомобиля. «Рыскание» автомобиля на криволинейных участках дороги обычно не наблюдается, поскольку скорости при этом относительно невелики.

Показателями поперечной устойчивости автомобиля при криволинейном движении являются максимально возможные скорости движения по дуге окружности и угол поперечного уклона дороги (косогогора). Оба показателя могут быть определены из условий заноса или опрокидывания автомобиля.

Потеря автомобилем продольной устойчивости выражается, как правило, в буксовании ведущих колёс, особенно часто наблюдаемом при преодолении автопоездом затяжных подъёмов со скользкой поверхностью. Опрокидывание автомобиля в продольной плоскости воз-

можно лишь как исключение. Показателями продольной устойчивости автомобиля служат максимальные величины углов подъёма, преодолеваемого транспортным средством без буксования ведущих колёс.

### 2.6.1. Курсовая устойчивость

Нарушение курсовой устойчивости при прямолинейном движении автомобиля происходит под действием возмущающих сил: поперечной составляющей веса, бокового ветра, ударов колёс о неровности дороги, а также различных по величине продольных сил (тяговой, тормозной), приложенных к колёсам правой и левой сторон автомобиля. При криволинейном движении автомобиля к этим силам добавляется центробежная сила. Потеря устойчивости автомобилем может быть вызвана также неправильными приёмами управления (интенсивными торможением и разгоном, резким поворотом рулевого колеса) или техническими неисправностями (неправильная регулировка тормозных механизмов, заклинивание рулевого управления, прокол или разрыв шины).

Часто предпосылкой потери устойчивости является скорость автомобиля, не соответствующая дорожным условиям. Если автомобиль движется с излишне высокой скоростью, то тяговая сила  $P_T$  приближается по величине к силе сцепления  $P_{сц}$  ведущих колёс с дорогой, вследствие чего возможно их пробуксовывание.

Условие отсутствия буксования

$$P_T \leq P_{сц}. \quad (2.101)$$

В случае ускоренного движения автомобиля на подъёме сила тяги

$$P_T = G \left( f \cos \alpha_d + \sin \alpha_d + \frac{\delta_{вп}}{g} j \right) + W_B V^2.$$

Сила сцепления ведущих (задних) колёс с дорогой при отсутствии боковых сил

$$P_{сц} = \frac{\Phi_x}{L - (\Phi_x + f)h_{ц}} G \cos \alpha_d [a - f(h_{ц} - r)] - \frac{J_{к1} j h_{ц}}{r^2}, \quad (2.102)$$

где  $J_{к1}$  – момент инерции передних колёс.

Приняв для простоты  $\cos \alpha_d \approx 1$  и пренебрегая в выражении (2.102) членами, содержащими  $f$  и  $J_{к1}$ , ввиду их относительно малой величины, получаем

$$P_T = G \left( f + \sin \alpha_d + \frac{\delta_{вп}}{g} j \right) + W_B V^2. \quad (2.103)$$

$$P_{\text{сц}} = \frac{Ga\varphi_x}{L - \varphi_x h_{\text{ц}}}. \quad (2.104)$$

Решая эти уравнения с учётом неравенства (2.101), получаем выражение для скорости, максимально допустимой при прямолинейном движении автомобиля, без пробуксовки ведущих колёс

$$V_{\text{бук}} = \sqrt{\frac{G}{W_{\text{в}}} \left( \frac{Ga\varphi_x}{L - \varphi_x h_{\text{ц}}} - f - \sin \alpha_{\text{д}} - \frac{\delta_{\text{вп}}}{g} j \right)}. \quad (2.105)$$

Скорость  $V_{\text{бук}}$  уменьшается при уменьшении коэффициента сцепления, росте сопротивления дороги, а также при увеличении ускорения. Поэтому потеря курсовой устойчивости автомобилем наиболее вероятна на участках дороги со скользким неровным покрытием (укатанный снег, обледенелый асфальтобетон, булыжник) и подъёмами. Часто водители, видя впереди подъём и не желая терять скорости, увеличивают подачу топлива и преодолевают подъём «с ходу». Если при этом на пути встретится участок, покрытый снежной или ледяной коркой, то значения сил  $P_{\text{т}}$  и  $P_{\text{сц}}$  могут стать примерно одинаковыми, тогда даже небольшая поперечная сила может вызвать боковое скольжение заднего моста.

Движение автомобиля со скоростью, близкой к  $V_{\text{бук}}$ , является лишь одной из предпосылок заноса. Теоретически автомобиль может двигаться с этой скоростью неограниченно долго без потери поперечной устойчивости. Однако в реальных условиях всегда имеются возмущающие силы и моменты, стремящиеся изменить направление движения автомобиля.

Неблагоприятное влияние на устойчивость движения оказывают аэродинамические силы. При движении автомобиля на него могут действовать аэродинамические силы, например боковой ветер (или боковая составляющая ветра). Точка приложения аэродинамической силы, как известно, называется центром парусности. Если центр боковой парусности совпадает с центром боковых реакций, то действие аэродинамических сил выразится в сносе автомобиля в сторону. Если эти точки не совпадают, то образуется пара сил, которая будет стремиться поворачивать автомобиль в ту или иную сторону. При этом следует учитывать положение центра тяжести автомобиля. При начавшемся повороте возникнет боковая составляющая центробежной силы ( $C_y$ ). Она может усилить вворачивающее действие аэродинамической силы или, наоборот, ослабить его [15].

В быстроходных легковых автомобилях, особенно в автомобилях спортивного типа, применяют аэродинамические стабилизаторы, с

помощью которых достигают изменения положения центра парусности в нужную сторону (приближая его к центру тяжести).

*Стабилизация управляемых колёс.* Устойчивость движения автомобиля во многом зависит от того, насколько стабильно держат управляемые колёса заданный курс движения автомобиля. Если на управляемые колёса будет воздействовать какой-нибудь мгновенный боковой импульс (наезд колеса на местную микронеровность), то действием этого импульса колёса повернутся на небольшой угол. После исчезновения импульса должно автоматически восстановиться прежнее положение колёс. Это и есть стабилизация управляемых колёс.

Управляемые колёса могут стабилизироваться вследствие упругости резины шин (упругая стабилизация) или за счёт поворота шкворня рулевой трапеции (стабилизация поворотом шкворня).

Рассмотрим оба способа стабилизации.

*Упругая стабилизация* (рис. 2.27, а). Боковой импульс всегда можно представить как импульс боковой силы ( $P$ ), приложенной на поперечной оси отпечатка шины на дороге, и как импульс момента ( $M_{пов}$ ), действующего на колесо относительно его вертикальной оси симметрии. Тогда со стороны дороги должны возникнуть соответствующие реакции – боковая реакция  $S$  и стабилизирующий момент  $M_{ст}$ . С момента исчезновения импульса реактивные силы будут уравниваться силами инерции, и после ряда колебательных движений колесо должно выйти на свою прежнюю траекторию (рис. 2.27, б).

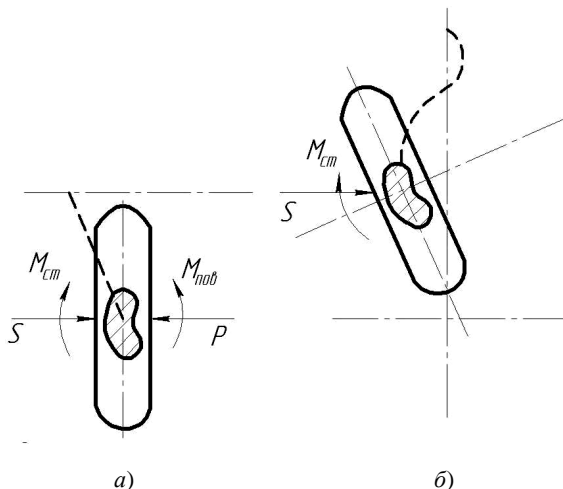
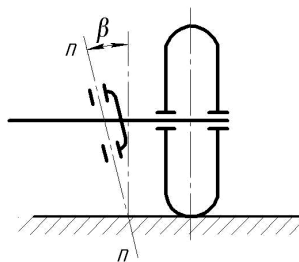


Рис. 2.27. Упругая стабилизация управляемого колеса

*Стабилизация наклоном шкворня* (рис. 2.28). Если ось шкворня  $n-n$ , относительно которой поворачивается колесо, наклонить в вертикальной плоскости на угол  $\beta$ , то при повороте колеса под действием случайного возмущающего импульса оно должно опуститься ниже плоскости дороги или должен приподняться передок автомобиля. В последнем случае равновесие оси колеса будет неустойчивым, и как только исчезнет возмущающий импульс, колесо вернётся в своё первоначальное положение.

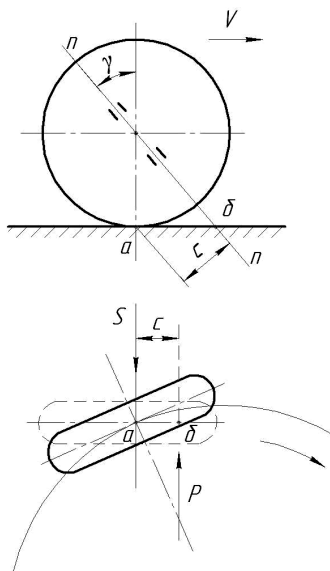


**Рис. 2.28. Стабилизация управляемых колёс наклоном оси шкворня на угол  $\beta$**

Таким образом, имеет место стабилизация управляемого колеса.

Стабилизировать управляемое колесо можно также наклоном оси шкворня назад на угол  $\gamma$  (рис. 2.29).

Если возмущающий импульс вызвал увод автомобиля и он стал поворачиваться, то на автомобиль начнёт действовать поперечная составляющая центробежной силы. Она вызовет на дороге боковую реакцию  $S$ . Эта реакция будет приложена в точке (условно считаем шину недеформирующейся) контакта колеса с дорогой. Сила же  $P$  на шкворне, возникающая вследствие действия центробежной силы, будет приложена перпендикулярно к плоскости качения колеса и совместно с реакцией  $S$  создаст пару сил  $Sc$ , где  $c$  – плечо пары. Эта пара стремится повернуть колесо в сторону, обратную направлению возмущающего момента, т.е. будет стабилизировать управляемое колесо.



**Рис. 2.29. Стабилизация управляемых колёс наклоном оси шкворня на угол  $\gamma$**

*Развал и сходимость управляемых колёс.* Если колесо автомобиля управляемое, то вследствие зазоров в рулевой трапеции или в подвеске плоскость качения колеса при движении автомобиля может оказаться наклонённой к плоскости дороги внутрь колеи. В этом случае колёса стремятся катиться по сходящим траекториям и вместо чистого каче-

ния колёс будет иметь место качение колёс с некоторым боковым скольжением. В результате компенсирования бокового скольжения колеса одного борта противоположно направленным боковым скольжением колеса другого борта сохраняется прямолинейное движение автомобиля, но при этом шины будут сильно изнашиваться. Чтобы уменьшить износ шин, надо привести колёса к чистому качению. Для этого управляемые колёса устанавливаются с предварительным развалом, т.е. так, чтобы их плоскости качения были отклонены в сторону от колеи (на  $1 - 2^\circ$ ). В этом случае при движении автомобиля плоскости качения колёса оказываются почти перпендикулярными к плоскости дороги и боковое скольжение колёс уменьшается до минимума.

Излишний развал вызывает стремление колёс катиться по расходящимся траекториям, что сопровождается боковым скольжением колёс. Этот недостаток развала устраняется введением схождения колёс, т.е. установкой их под некоторым углом к продольной оси автомобиля так, чтобы плоскости их качения пересекались впереди автомобиля. Развал и сходимость взаимно компенсируют друг друга.

Однако встречаются автомобили и с завалом колёс. Только экспериментальное исследование может определить величину развала или завала колёс. Чаще всего колёса имеют развал и сходимость. Главное, чтобы колесо работало без бокового скольжения, т.е. имело чистое (или близкое к этому) качение, а будет ли оно иметь развал или завал, сходимость или расходимость – несущественно.

### **2.6.2. Поперечная устойчивость**

Поперечная устойчивость – это свойство транспортного средства сохранять ориентацию вертикальной оси в поперечной плоскости в заданных пределах. Оно определяет его способность противостоять заносу и опрокидыванию при криволинейном движении по дороге или участку со значительным поперечным уклоном (косогору) [3].

Показателями поперечной устойчивости являются: критическая скорость криволинейного движения транспортного средства, соответствующая началу заноса; критическая скорость криволинейного движения транспортного средства, соответствующая началу его опрокидывания; критический угол косогора, соответствующий началу поперечного скольжения колёс; критический угол косогора, соответствующий началу поперечного опрокидывания транспортного средства.

**Устойчивость автомобиля против заноса и бокового опрокидывания при криволинейном движении**

При движении автомобиля по криволинейной траектории на него действуют центробежная сила инерции  $P_{ц}$  и момент инерции. Для оп-

ределения устойчивости на данном криволинейном участке дороги для начала определяются нормальные реакции дороги, действующие на колёса автомобиля при повороте: если реакции на колёсах одного борта исчезают – автомобиль опрокидывается на противоположный борт [15].

Рассмотрим определение реакций на колёса двухосного автомобиля при повороте.

Представим автомобиль в виде свободного материального тела с массой  $M$  и моментом инерции  $I_z$ , ускоренно вращающегося с постоянным радиусом  $R$  вокруг некоторого неподвижного центра  $O$  (рис. 2.30). Скорость вращения тела  $\Omega$ .

Выберем оси координат, как указано на рисунке. Окружная скорость будет  $V$ , поступательная, соответствующая скорости движения автомобиля, –  $v$ . Тогда согласно принципу Даламбера на тело будут действовать силы инерции: центробежная  $C$  и касательная  $M \frac{dV}{dt}$ .

Если спроектировать эти силы на оси координат, то получим продольную составляющую силы инерции  $C_x$  и поперечную составляющую  $C_y$ . Кроме того, на тело действует инерционный момент  $M_j$ .

Для определения составляющих сил инерции и инерционного момента поступаем следующим образом. Вместо вращения тела вокруг центра  $O$  будем рассматривать составляющие этого вращения вокруг центров  $O'$  и  $O''$ . Эти вращения дают каждое свою составляющую – центробежную и касательную силы инерции.

Из рисунка получим

$$C_x = M \left( \frac{dV}{dt} - a_2 \Omega^2 \right); \quad (2.106)$$

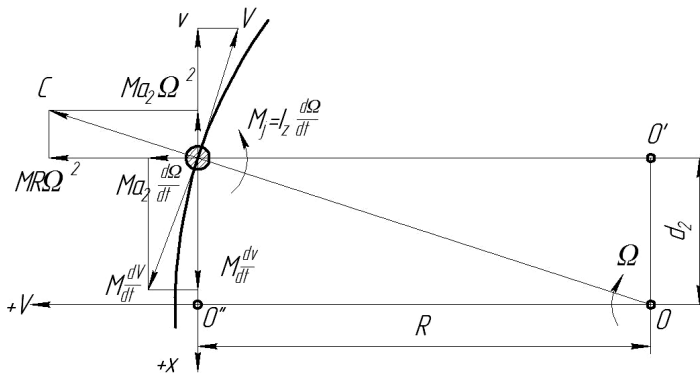


Рис. 2.30. Поворот материального тела вокруг центра

$$C_y = M \left( R\Omega^2 + a_2 \frac{d\Omega}{dt} \right); \quad (2.107)$$

$$M_j = I_z \frac{d\Omega}{dt}. \quad (2.108)$$

Угловая скорость автомобиля может быть выражена через поступательную скорость  $v$  и радиус поворота  $R$

$$\Omega = \frac{v}{R}. \quad (2.109)$$

Но радиус можно выразить через базу  $L$  и углы поворота передних управляемых колёс  $\alpha$ . Тогда

$$\Omega = \frac{v}{L} \operatorname{tg} \alpha.$$

Подставляя  $\Omega$  в предыдущие формулы, получим значение инерционных сил и момента

$$C_y = M \left( \frac{v^2}{R} + \frac{a_2}{R} \frac{dv}{dt} + \frac{a_2}{L} v \frac{R^2 + L^2}{R^2} \frac{d\alpha}{dt} \right);$$

$$C_x = M \left( \frac{dv}{dt} - a_2 \frac{v^2}{R^2} \right);$$

$$M_j = I_z \left( \frac{1}{R} \frac{dv}{dt} + \frac{v}{L} \frac{R^2 + L^2}{R^2} \frac{d\alpha}{dt} \right).$$

Можем теперь определить боковые  $S$  и нормальные  $Z$  реакции, действующие на колёса автомобиля.

Условимся обозначать индексом 1 и 2 реакции, приложенные к переднему и заднему мостам ( $S_1, S_2, Z_1, Z_2$ ), и штрихами – реакции, приложенные к бортам автомобиля (рис. 2.31).

Согласно рис. 2.31 напомним уравнение моментов и уравнение проекций на поперечную ось автомобиля:

$$S_1 L \cos \alpha_1 = a_2 (C_y \cos \beta - G \sin \beta) + M_j + M_c;$$

$$S_1 \cos \alpha_1 + S_2 = C_y \cos \beta - G \sin \beta,$$

здесь  $\alpha_1$  – углы поворота управляемых колёс.



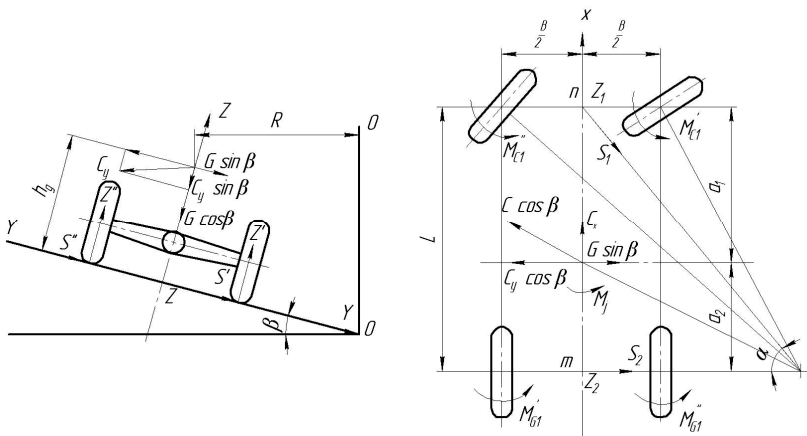


Рис. 2.31. Схема сил, действующих на автомобиль при повороте

Отсюда находим

$$S_1 = \frac{a_2(C_y \cos \beta - G \sin \beta) + M_j + M_c}{L \cos \alpha_1};$$

$$S_2 = \frac{a_1(C_y \cos \beta - G \sin \beta) - M_j - M_c}{L}.$$

Аналогично определяем нормальные реакции в точках  $n$  и  $m$ :

$$Z_1 = \frac{a_2(G \cos \beta + C_y \sin \beta) + h_g C_x \cos \beta}{L};$$

$$Z_2 = \frac{a_1(G \cos \beta + C_y \sin \beta) - h_g C_x \cos \beta}{L},$$

и суммарные нормальные реакции на левом и правом борту автомобиля:

$$Z' = \left( \frac{1}{2} \cos \beta + \frac{h_g}{B} \sin \beta \right) G + \left( \frac{1}{2} \sin \beta - \frac{h_g}{B} \cos \beta \right) C_y;$$

$$Z'' = \left( \frac{1}{2} \cos \beta - \frac{h_g}{B} \sin \beta \right) G + \left( \frac{1}{2} \sin \beta + \frac{h_g}{B} \cos \beta \right) C_y.$$

*Занос автомобиля.* Чтобы автомобиль не заносило, реакции  $S_1$  и  $S_2$  должны быть меньше предельных значений по сцеплению, или

$$\left. \begin{aligned} S_1 &< \varphi Z_1; \\ S_2 &< \varphi Z_2. \end{aligned} \right\}$$

При малом угле поворота управляемых колёс  $\alpha$  эти неравенства заменяются одним

$$S < \varphi Z, \quad (2.110)$$

где  $S = S_1 + S_2$ ;  $Z = Z_1 + Z_2$ .

При заносе происходит боковое скольжение колёс, причём вначале скользят колёса одной, а потом другой оси.

Обычно вначале забрасывают заднюю ось. Действительно, если под действием поперечного возмущающего импульса передняя ось забрасывается в сторону со скоростью  $v_y$  (рис. 2.32, *a*), то скорость передней оси будет

$$v_1 = v_x + v_y, \quad (2.111)$$

где  $v_x = v$  – скорость автомобиля до заноса.

Автомобиль будет поворачиваться вокруг точки  $O$ , лежащей на задней оси. При этом возникает центробежная сила, составляющая которой  $C_y$  стабилизирует автомобиль, т.е. противодействует заносу.

Если импульс приходится на заднюю ось (рис. 2.32, *б*), то центробежная сила помогает заносу. Если при этом управляемые колёса повернуть в сторону заноса так, чтобы они встали параллельно вектору  $v_2$ , то занос прекратится (центр поворота уйдёт в бесконечность).

Заметим, что при заносе автомобиля нельзя его тормозить, так как появляется скольжение колёс по дороге и вследствие этого теряется управляемость автомобилем.

*Занос при резком повороте управляемых колёс.* Допустим, что автомобиль движется равномерно ( $v = \text{const}$ ) и прямолинейно ( $R = \infty$ ). Подставляя значения  $v$  и  $R$ , получим

$$C_y = M \frac{a_2}{L} v \frac{d\alpha}{dt}. \quad (2.112)$$

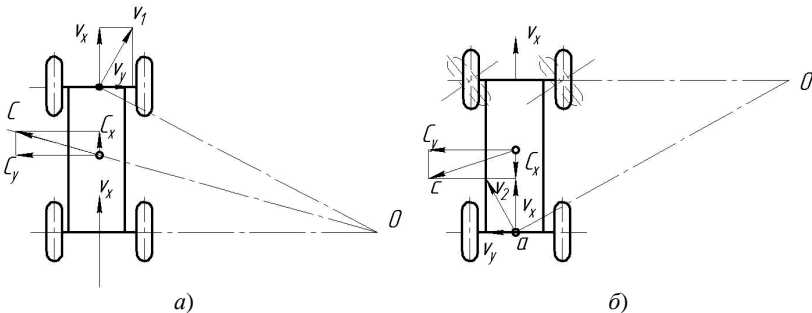


Рис. 2.32. Занос автомобиля

Так как  $C_y = S$  (боковая реакция), то найдём условие, при котором занос отсутствует:

$$\frac{d\alpha}{dt} = \frac{\varphi g L}{a_2 v},$$

где  $g$  – ускорение земного тяготения.

Чем резче поворот управляемых колёс, тем больше вероятность заноса автомобиля.

Из формулы также следует, что занос зависит от базы автомобиля  $L$  и от выноса вперед её центра тяжести  $a_2$ . Увеличение базы и уменьшение выноса центра тяжести увеличивают устойчивость движения автомобиля.

Занос автомобиля может происходить и при отсутствии сил, когда продольные силы на колёсах левого и правого борта неодинаковы, например, при проколе шины одного из колёс. Как известно, это является причиной многих автомобильных аварий.

*Боковое опрокидывание.* Опрокидывание автомобиля наступает, когда одна из нормальных реакций, действующих на борт автомобиля  $Z'$  или  $Z''$ , становится равной нулю.

Основной причиной опрокидывания является боковая составляющая центробежной силы, возникающая при повороте автомобиля.

Согласно рис. 2.32,  $a$  под действием центробежной силы опрокидывание происходит в сторону внешнего (забегающего) борта автомобиля. Примем  $Z' = 0$ . Учитывая, что центробежная сила

$$C_y = \frac{Mv^2}{R}, \quad (2.113)$$

получим выражение критической скорости, при которой должно начаться опрокидывание

$$v_{\text{опр}} = \sqrt{\frac{(B + 2h_g \operatorname{tg}\beta)gR}{2h_g - B\operatorname{tg}\beta}}. \quad (2.114)$$

Из формулы следует, что критическая скорость по опрокидыванию зависит: от ширины колеи автомобиля  $B$  (чем шире автомобиль, тем выше критическая скорость); от положения центра тяжести  $h_g$  (чем ниже расположен центр тяжести, тем выше  $v_{\text{опр}}$ ); от угла наклона дороги  $\beta$  (чем больше уклон дороги, тем выше  $v_{\text{опр}}$ ); от радиуса закругления дороги  $R$  (чем меньше крутизна дороги, тем выше  $v_{\text{опр}}$ ).

Опрокидывание автомобиля возможно только в том случае, если его колёса имеют достаточное сцепление с дорогой. В противном случае будет иметь место не опрокидывание, а занос.

Для упрощения задачи примем, что автомобиль одновременно всеми колёсами обеспечивает сцепление с поверхностью дороги.

Определим из рис. 2.32, *a* суммарные реакции:

$$S = S' + S'' = C_y \cos \beta - G \sin \beta ;$$

$$Z = Z' + Z'' = C_y \sin \beta + G \cos \beta .$$

Занос наступит, когда реакция *S* получает предельное значение по сцеплению ( $S = \varphi Z$ ).

Заменяя в предыдущих равенствах  $C_y$  через  $\frac{Mv^2}{R}$ , получим выражение критической скорости по заносу.

Отсюда следует, что критическая скорость по заносу зависит: от коэффициента сцепления  $\varphi$  (на обледенелых дорогах вероятность заноса большая); от угла наклона дороги  $\beta$  (чем больше этот угол, тем меньше вероятность заноса); от радиуса кривизны дороги  $R$  (чем меньше кривизна дороги, тем меньше вероятность заноса).

Примем в частном случае угол  $\beta = 0$ . Тогда получим

$$v_{\text{опр}} = \sqrt{\frac{BgR}{2h_g}} ;$$

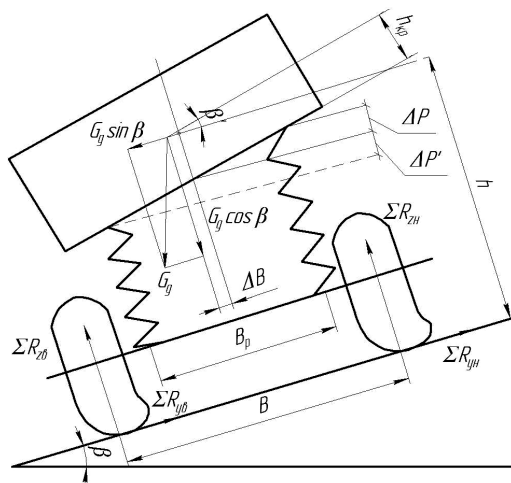
$$v_{\text{зан}} = \sqrt{\varphi gR} . \quad (2.115)$$

Так как опрокидывание более опасно, чем занос, то можно определить условия, когда  $v_{\text{зан}} < v_{\text{опр}}$ . Из приведённых формул получим

$$\varphi = \frac{B}{2h_g} . \quad (2.116)$$

Отсюда следует, что опрокидывание автомобиля невозможно, если коэффициент сцепления колёс с дорогой меньше величины  $\frac{B}{2h_g} = \eta$ . Эта величина близка к единице. Коэффициент сцепления имеет максимальное значение порядка 0,6 (на сухом асфальте). Таким образом, опрокидывание автомобиля на ровной дороге невозможно. Возможен только его занос. Однако, учитывая наличие на дороге микронеровностей, которые могут значительно повысить коэффициент сцепления, сделав его даже больше единицы, а также кюветов, занос может привести к опрокидыванию автомобиля.

При движении транспортного средства по дороге с поперечным уклоном потеря устойчивости может произойти в результате действия



**Рис. 2.33. Схема сил, действующих на автомобиль при движении по косогору:**

$\Sigma R_{zv}, \Sigma R_{zn}$  – соответственно суммарные нормальные реакции внутренних и наружных колёс;  $\Sigma R_{yv}, \Sigma R_{yn}$  – соответственно суммарные боковые реакции внутренних и наружных колёс;  $G_d$  – сила тяжести;

$G_d \sin \beta$  и  $G_d \cos \beta$  – составляющие силы тяжести;  $\beta$  – угол косогора;

$\Delta B$  – смещение центра масс автомобиля при крене;

$\Delta P$  и  $\Delta P'$  – соответственно деформации правой и левой рессор;

$B_p$  – рессорная база;  $B$  – колея автомобиля;  $h_{кр}$  – плечо крена поддрессорной массы

поперечной составляющей силы тяжести, равной  $G_g \sin \beta$  (рис. 2.33). В случае, если вектор силы тяжести пересекает опорную поверхность вне колес, опрокидывание неизбежно. Критический угол косогора по условиям заноса

$$\beta_3 = \text{arctg } \varphi_y .$$

Критический угол косогора по условиям опрокидывания при движении на прямолинейном участке (без учёта деформации рессор и шин):

$$\beta_o = \text{arctg } \frac{B}{2h} = \text{arctg } \eta , \quad (2.117)$$

где  $B/(2h) = \eta$  – коэффициент поперечной устойчивости транспортного средства.

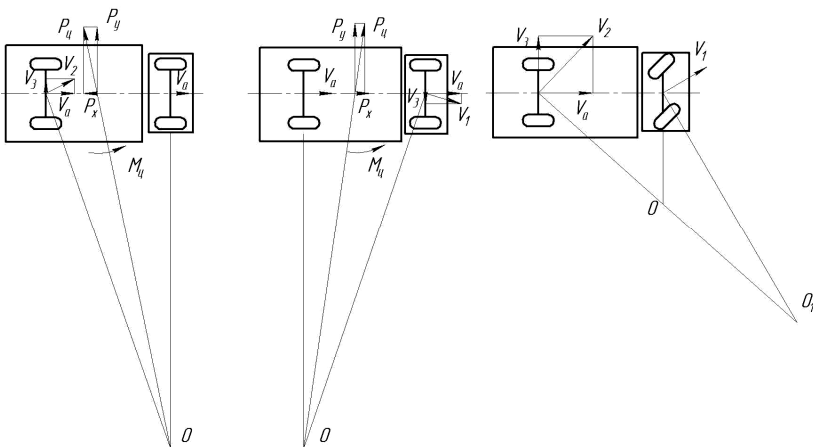
Коэффициент поперечной устойчивости – переменная величина, так как высота  $h_g$  расположения центра масс зависит от степени загрузки автомобиля, характера и расположения груза. Для сравнитель-

ной оценки поперечной устойчивости различных транспортных средств применяют значения  $h_g$ , соответствующие полной нагрузке при равномерном распределении наиболее характерного для данного автомобиля груза.

При движении по дороге одновременный занос обоих мостов автомобиля происходит редко. Чаще начинается скольжение одного из мостов. Очевидно, что менее вероятен занос моста, колёса которого имеют большую силу сцепления с дорогой и меньшую касательную реакцию. Большие касательные реакции имеют колёса, нагруженные силой тяги или тормозной силой. Следовательно, при движении без торможения большую вероятность попасть в занос имеют ведущие колёса. При заносе заднего моста (рис. 2.34, а) поперечная составляющая  $P_y$  центробежной силы  $P_{ц}$  действует в направлении скольжения моста, увеличивая занос. Поэтому занос заднего моста является прогрессирующим.

Гашения заноса в этом случае можно достичь, уменьшив касательную реакцию на задних колёсах в результате прекращения торможения, и если они ведущие, выключив сцепление. Кроме того, необходимо повернуть передние колёса в сторону заноса, в результате чего центр поворота сместится из точки  $O$  в точку  $O_1$ . При этом увеличивается радиус поворота и снизится центробежная сила  $P_{ц}$  (рис. 2.34, в).

При заносе задней оси (рис. 2.34, б) поперечная составляющая  $P_y$  центробежной силы  $P_{ц}$  направлена в сторону, противоположную заносу, и происходит автоматическое гашение.



**Рис. 2.34. Схемы заноса мостов автомобиля и гашения его:**

$V_1$  и  $V_2$  – соответственно скорости движения передней и задней оси;  
 $V_a$  – скорость движения автомобиля;  $V_3$  – скорость заноса оси автомобиля

## 2.7. ТРЕБОВАНИЯ К ТЕХНИЧЕСКОМУ СОСТОЯНИЮ БЕЗОПАСНОСТИ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ В ЭКСПЛУАТАЦИИ

От технического состояния и надёжности конструкции рулевого управления непосредственно зависит безопасность движения автомобиля, поэтому определены требования безопасности к рулевому управлению и его составным частям. Эти требования регламентированы в международных (Правила ЕЭК ООН № 79) и национальных стандартах.

Рулевое управление состоит из рулевого механизма и рулевого привода. В большинстве автомобилей в рулевом управлении, кроме того, применяются усилители, использующие энергию двигателя для поворота управляемых колёс.

### 2.7.1. Рулевые механизмы

Рулевой механизм служит для передачи усилия от водителя на рулевой привод при одновременном увеличении передаваемых усилий в такой мере, чтобы управление автомобилем не было очень утомительным.

Основным звеном рулевого механизма является рулевая передача. С помощью рулевой передачи увеличиваются усилия, передаваемые на рулевой привод. Степень увеличения усилий зависит от передаточного числа рулевой передачи. Передаточным числом рулевой передачи называют отношение угла поворота рулевого колеса к углу поворота вала сошки. Чем больше передаточное число, тем меньше усилие, которое водитель должен приложить к рулевому колесу для поворота управляемых колёс. Однако с увеличением передаточного числа увеличивается угол, на который нужно повернуть рулевое колесо для поворота машины с заданным радиусом, что может вызвать запаздывание с поворотом. В то же время малое передаточное число в лёгких условиях движения может привести к слишком быстрому повороту управляемых колёс при движении с высокими скоростями и в результате, к потере устойчивости машины.

На автомобилях, оснащённых усилителем в рулевом управлении, функция увеличения усилий водителя рулевой передачей в значительной мере утрачивается. Она сохраняется в основном для аварийных случаев, когда усилитель не работает.

Практикой в настоящее время установлены следующие средние значения передаточных чисел рулевых передач:

- для лёгких автомобилей – 16 – 20;
- для автомобилей повышенной грузоподъёмности – 20 – 27.

Качество рулевого управления в целом в значительной мере зависит от конструкции рулевого механизма. Рулевой механизм должен удовлетворять следующим основным требованиям:

- не препятствовать стабилизации управляемых колёс, т.е. рулевая передача должна быть обратимой;

- иметь высокий КПД (коэффициент полезного действия) для облегчения управления и уменьшения износов рулевой пары; при этом целесообразно иметь высокий КПД в направлении от рулевого колеса и несколько меньший в обратном направлении, чтобы толчки и удары колёс о неровности дороги не передавались на рулевое колесо;

- обеспечивать необходимую величину и характер изменения передаточного числа рулевой передачи;

- иметь минимальное число регулировок при обеспечении возможности регулировки зазора в зацеплении рулевой пары.

Рулевые механизмы классифицируют в зависимости от расположения на шасси и типа рулевой передачи. Они могут быть расположены в отделении управления (кабине) справа, слева или в средней части; могут быть передние и задние посты управления, когда имеются два поста управления.

Рулевые передачи разделяют:

- по характеру изменения передаточного числа на передачи с постоянным и переменным передаточным числом;

- по конструкции рулевой пары на червячные, винтовые, кривошипные и реечные.

Применяемые на отечественных колёсных машинах червячные передачи в зависимости от конструкции червяка и сопряжённого с ним ведомого элемента подразделяются на передачи глобоидальный червяк–ролик и цилиндрический червяк–сектор.

Из винтовых рулевых передач на отечественных автомобилях применяются передачи винт–гайка–сектор с циркулирующими шариками в нарезке между винтом и гайкой.

Есть и другие менее распространённые типы рулевых передач.

Однако в конечном счёте вечный рулевой механизм, ранее отклонённый из-за его восприимчивости к люфту, стал доминирующим типом, поскольку были найдены способы преодоления этого недостатка. Сегодня это почти единственный механизм, используемый в легковых автомобилях и лёгких коммерческих транспортных средствах. С тех пор были найдены способы проектирования зубьев рейки так, чтобы получить передачу с плавным изменением передаточного числа. При перемещении шестерни рядом с центральным положением (рулевое колесо поворачивается на незначительные углы) передаточное число рулевого колеса более чем на один поворот



в любом направлении увеличивается для облегчения маневрирования автомобиля.

Как уже было сказано, спокойное и точное управление чрезвычайно затруднено, если колёса не возвращаются в прямолинейное положение. Однако стабилизирующий эффект также не должен быть слишком велик: кроме увеличения усилия поворота, имеется опасность, что, если водитель просто выпустит колесо при входе в поворот, рулевое управление будет стремиться перейти в прямое положение (в положение, соответствующее прямолинейному движению) и привести к потенциально опасному состоянию. Для того чтобы избежать этого и обеспечить дополнительную защиту против передачи ударов от дороги, некоторые системы рулевого управления оборудованы амортизаторами, которые гасят колебания более высокой частоты, чем те, которые может создать водитель.

Внимание к деталям может значительно уменьшить усилие при управлении и улучшить чувствительность за счёт уменьшения трения. В 1995 году на Ford Fiesta, например, было уменьшено усилие и улучшена чувствительность за счёт сокращения на 50% трения в шаровом шарнире, уменьшения угла в карданном шарнире рулевой колонки с 39 до 28°, и ужесточение допусков по сравнению с предшествующей моделью.

### **2.7.2. Рулевой привод**

Рулевой привод предназначен для передачи усилий от рулевого механизма к управляемым колёсам и для обеспечения поворота управляемых колёс на требуемые углы.

Конструкция рулевого привода должна исключать самопроизвольный поворот управляемых колёс при их вертикальных перемещениях. А это означает, что кинематика перемещения колёс в подвеске и размещение элементов рулевого привода должны быть согласованы. Конструкция шарниров рулевого привода должна способствовать уменьшению передачи толчков от ударов колёс о неровности дороги на рулевой механизм и одновременно обеспечивать постоянство расстояния между центрами шарниров поперечной рулевой тяги, а также не допускать зазоров в шарнирах для обеспечения стабильной кинематики привода и заданных углов установки (схода) колёс.

Рулевой привод характеризуется передаточным числом и точностью обеспечения необходимого соотношения между углами поворота управляемых колёс.

Передаточное число рулевого привода определяется как отношение угла поворота вала рулевой сошки к углу поворота управляемых колёс. Это передаточное число в выполненных конструкциях равно 0,85 – 1,1.

Необходимое соотношение между углами поворота управляемых колёс определяется уравнением (2.118)

$$\operatorname{ctg}\alpha_{\text{н}} - \operatorname{ctg}\alpha_{\text{в}} \approx \frac{OB - OC}{DC} \approx \frac{B_{\text{к}}}{L}. \quad (2.118)$$

Разница между расчётными значениями углов практически обеспечиваемым приводом не должна превышать 2%.

Рулевые приводы классифицируют по следующим признакам:

- по расположению рулевой трапеции относительно управляемой оси: с задним расположением; с передним расположением;
- по конструкции рулевой трапеции: с цельной поперечной тягой (обычно при зависимой подвеске); с разрезной поперечной тягой (обычно при независимой подвеске).

Схема рулевой трапеции с неразрезанной поперечной тягой показана на рис. 2.35. Сплошными линиями дана форма рулевой трапеции при заднем расположении и штриховой линией – при переднем.

Определяемое уравнением (2.147) соотношение между углами поворота управляемых внешнего и внутреннего колёс обеспечивается выбором параметров трапеции. Отношение длины рулевого рычага к длине поперечной рулевой тяги  $m/n = 0,12/0,16$ . Угол трапеции  $\theta$  определяется соотношением

$$\operatorname{ctg}\theta \frac{B_{\text{ш}}}{2xL}.$$

Величина  $x$  в этом равенстве по имеющимся рекомендациям изменяется в пределах  $0,7 \leq x \leq 1$  в зависимости от отношения  $B_{\text{ш}}/L$  и характеристики шин.

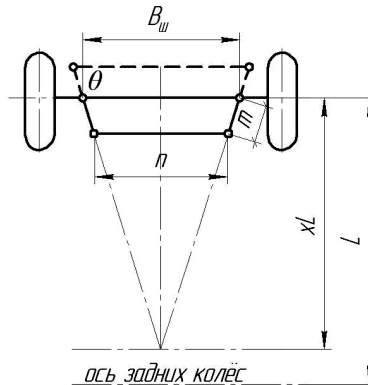


Рис. 2.35. Схема рулевой трапеции

При увеличении числа управляемых колёс и применении независимой подвески схема привода и конструкция его узлов усложняются.

Для обеспечения жёсткости и снижения массы тяги рулевого привода выполняются полыми. Конструкции шарниров тяг различаются устройством для обеспечения отсутствия зазоров в шарнирах и работой регулировочных устройств.

### **2.7.3. Усилители рулевого управления**

Управление тяжёлым и в особенности многоосным автомобилем требует значительных энергетических затрат.

Облегчить поворот управляемых колёс можно увеличением передаточного числа рулевого механизма. Однако при повышенных значениях передаточных чисел маневрирование затрудняется, а энергетические затраты водителя на управление машиной не снижаются. Это является одной из причин применения усилителей рулевого управления.

Применение усилителей позволяет повысить также и безопасность движения при повреждениях шин, так как в этих случаях водитель с помощью усилителя может удержать колёсную машину на заданной траектории движения (в пределах полотна дороги).

Усилители демпфируют удары, существенно разгружая детали рулевого управления, что очень важно при движении автомобилей по местности и разбитым дорогам.

На автомобилях применяют в основном гидравлические усилители. Гидравлические усилители получили большее распространение вследствие ряда преимуществ их перед пневматическими (лучшее быстроедействие, способность к демпфированию ударов; меньшие габариты, масса, объём технического обслуживания и т. д.).

В систему усилителя рулевого управления входят источник энергии (гидравлический насос с приводом от двигателя), управляющее устройство (распределитель золотниковый или клапанный типа), исполнительный цилиндр и вспомогательная аппаратура (фильтр, предохранительный клапан, бак, краны, шланги и т. д.).

Компоновочные схемы усилителей разделяются по принципу размещения основных элементов рулевого управления. Раздельное размещение рулевого механизма, распределителя и исполнительного устройства позволяет разгрузить часть деталей рулевого управления от ударов со стороны неровностей дороги. При этом облегчается компоновка деталей рулевого управления и сохраняется обычный рулевой механизм.

Недостатками этой системы являются увеличение длины шлангов и склонность к автоколебаниям управляемых колёс из-за повышенной упругости системы усилителя и привода.

Совместное размещение рулевого механизма, распределителя и исполнительного цилиндра обеспечивает повышенную чувствительность усилителя к управляющему сигналу, устойчивость к колебаниям, уменьшение длины шлангов.

Однако большая часть деталей привода остаётся не защищённой от ударов, картер рулевого механизма более сложный.

Можно с уверенностью сказать, что среди новых легковых автомобилей больше тех, что оснащены усилителем рулевого управления (PAS), чем тех, у которых его нет.

Два фактора повлияли на это. Первый из них – тенденция конструкторов использовать преимущества (PAS) для получения характеристик, которые иначе делали бы управление тяжёлым или с большим передаточным числом. Второй – способность (готовность) потребителя оплачивать системы, которые облегчают вождение.

Системы PAS обычно работают, используя систему контрольных клапанов, уменьшая усилие управления, а не управляя непосредственно через систему сервоклапанов, которая требовала бы более высоких давлений.

В подавляющем большинстве, как было сказано выше, в гидравлических системах PAS давление от управляемого двигателем насоса намного больше необходимого – это потерянная энергия. Было установлено, что насос PAS обычно может поглощать до 2 кВт даже тогда, когда гидроусилитель не используется. Полное использование мощности имеет множество преимуществ, включая интересную способность возвращать рулевое управление в нейтральное, когда транспортное средство неподвижно, и пока двигатель работает, обеспечивая усилитель энергией.

Для обеспечения безопасности конструкция PAS должна быть сделана с возможностью возврата к ручному управлению в случае нарушения герметичности гидропровода или других неисправностей.

Ведущие автопроизводители постоянно работают над повышением конструктивной безопасности, совершенствуя конструкцию рулевого управления.

Такие изготовители, как ZF, продолжили искать пути создания гидравлического усилителя, более лёгкого, более дешёвого и менее энергоёмкого, особенно при установке на автомобили малого класса, теперь проявляется гораздо больше интереса к усилителям, которые имеют электрический или электрогидравлический привод. Во втором случае система сохраняет гидравлический привод, но давление обеспечивается с помощью электрического насоса, а не приводимого двигателем насоса. Альтернативой является избавление от гидравлики полностью и переход к системе, в которой дополнительная мощность

(или даже весь привод) обеспечивается электродвигателем. Эта система известна как EPAS – электрический усилитель рулевого управления.

Оба новых типа усилителя потребляют энергию только тогда, когда необходима помощь рулевому управлению, а их установка более простая, потому что не требуется дополнительной конструкции по механическому подключению управляемого насоса к ремённому приводу от коленчатого вала. Чистая электрическая система состоит, по существу, из электродвигателя, пристроенного к рулевому приводу, модуля управления и соответствующих датчиков. Наиболее важным является датчик момента поворота управляемых колёс автомобиля. Электрогидравлическая конструкция усилителя всё ещё требует ёмкости для жидкости гидравлического насоса, приводимого в действие электрическим двигателем, гидроцилиндра или мотора и трубопроводов, хотя данная конструкция может уместиться в чрезвычайно компактный модуль.

Полностью электрические усилители имеют дополнительное преимущество, они легко настраиваются в зависимости от скорости движения автомобиля, модулируя сигнал управления на двигатель. Незначительное преимущество EPAS – возможность получать небольшое количество дополнительной мощности от аккумуляторной батареи, даже когда двигатель не работает. Самое большое неудобство (недостаток) любых EPAS, по сравнению с гидравлическими усилителями, это то, что они являются дополнительной нагрузкой в системах электроснабжения автомобиля, которые во многих случаях уже близки к своему пределу. Этот недостаток станет менее важным, когда автомобили начнут оснащаться электрическими системами с более высоким напряжением.

Среди самых первых автомобилей, использующих EPAS, были спортивные автомобили Honda NS-X, MGF и Toyota MR2 с центральным расположением двигателя, в которых применение обычного гидравлического усилителя привело бы к передаче большого давления жидкости по длинным трубопроводам, проходящим через салон к рулевому приводу. Кроме особых случаев, первое серийное применение EPAS было использовано в маленьких переднеприводных автомобилях, например в Renault Twingo и Fiat Punto, а также в экспериментальных моделях. В этих маленьких автомобилях достаточная мощность для управления может быть получена от компактного 12V электродвигателя. Применение EPAS на больших и более тяжёлых транспортных средствах будет, вероятно, ждать внедрения 36V электрических систем.

Delphi, который поставляет свои EPAS для Fiat Punto, утверждает, что переход от гидравлического к электрическому усилителю приводит к повышению эффективности и экономии. Испытания, проведённые компанией на автомобиле сегмента В, оснащённом электрическим

рулевым механизмом вместо стандартной гидросистемы, показали экономии до 0,3 л/100 км от общего расхода топлива или 0,5 с выигрыша во времени, при разгоне с места до 100 км/ч, и 3 с выигрыша во времени, при разгоне с места на пути в 400 м.

Как утверждает Delphi, ещё одним преимуществом является то, что инциденты с гидравлическим насосом и шлангами (которых электрический рулевой механизм не имеет) составляют 53% всех гарантийных рекламаций системы во всей промышленности. Delphi также указывает на лёгкость, с которой характеристики EPAS могут быть изменены, чтобы удовлетворить различные потребности. Fiat Punto имеет выключатель, управляемый водителем, который вдвое увеличивает усиление рулевого управления при движении по городу с низкой скоростью и при постановке автомобиля на стоянку.

#### **2.7.4. Требования к техническому состоянию рулевого управления**

С учётом конструктивных особенностей и надёжности технические характеристики рулевого управления в процессе эксплуатации снижаются, что практически влияет на управляемость и тем самым на безопасность движения автомобиля.

В частности, ГОСТ Р 51709–2001 устанавливает для транспортных средств, находящихся в эксплуатации [1]:

- изменение усилия при повороте рулевого колеса должно быть плавным во всём диапазоне его поворота. Неработоспособность усилителя рулевого управления АТС (при его наличии на АТС), подтекания в гидросистеме усилителя руля не допускаются;
- самопроизвольный поворот рулевого колеса с усилителем рулевого управления от нейтрального положения при неподвижном состоянии АТС и работающем двигателе не допускается;
- максимальный поворот рулевого колеса должен ограничиваться только устройствами, предусмотренными конструкцией АТС;
- повреждения и отсутствие деталей крепления рулевой колонки и картера рулевого механизма, а также повышение подвижности деталей рулевого привода относительно друг друга или кузова (рамы), не предусмотренное изготовителем АТС (в эксплуатационной документации), не допускаются. Резьбовые соединения должны быть затянуты и зафиксированы способом, предусмотренным изготовителем АТС. Люфт в соединениях рычагов поворотных цапф и шарнирах рулевых тяг не допускается. Устройство фиксации положения рулевой колонки с регулируемым положением рулевого колеса должно быть работоспособно;
- применение в рулевом механизме и рулевом приводе деталей со следами остаточной деформации, с трещинами и другими дефектами не допускается.

Комплексным параметром, характеризующим соответствие рулевого управления требованиям безопасности, является суммарный люфт рулевого управления (сумма углов поворота рулевого колеса от нейтрального до крайних правого и левого положений), который не должен превышать предельных значений, установленных изготовителем в эксплуатационной документации, или, при отсутствии данных, установленных изготовителем, следующих предельных значений:

- легковые автомобили и созданные на базе их агрегатов грузовые автомобили и автобусы – 10°;
- автобусы – 20°;
- грузовые автомобили – 25°.

### **2.7.5. Управляемость автомобиля**

Управляемость – свойство транспортного средства сохранять направление движения, заданное водителем, с определёнными затратами физической и психической энергии.

Необходимые качества управляемости могут быть достигнуты применением эффективных механизмов управления автомобилем.

Механизм управления автомобилем предназначается [15]:

- для (поддержания заданного направления движения автомобиля при воздействии водителя на органы управления;
- для обеспечения хорошей поворотливости автомобиля, определяемой скоростью поворота, а также величиной минимального радиуса поворота и возможностью их реализации по условию сцепления колёс и запасау тяги по двигателю минимальном скольжении колёс на повороте;
- для обеспечения стабилизации траектории прямолинейного движения.

Кроме того, механизм управления должен обеспечивать желаемые величины и характер изменения усилий на органах управления, а также не допускать воздействия ударов колёс о неровности дороги на руки водителя.

#### *Способы и схемы поворота автомобилей*

Автомобили могут поворачиваться тремя способами: поворотом управляемых колёс, притормаживанием неуправляемых колёс одного борта («поворот по гусеничному»), поворотом звеньев автомобиля относительно друг друга (одноосные тягачи, двухзвенные или сочленённые машины).

Для автомобилей наиболее распространённым является первый способ поворота – поворот управляемыми колёсами. При этом способе оси управляемых колёс поворачиваются вокруг некоторых вертикальных цапф (поворотных шкворней) так, чтобы в плоскости поворота они пересекались в одной точке, называемой центром поворота. Центр

поворота определяет радиус поворота автомобиля, а следовательно, и крутизну поворота.

При изменении направления движения автомобиля поворотом управляемых колёс показатели, характеризующие криволинейное движение, существенно зависят от числа, расположения и величин углов поворота управляемых колёс [15].

Для двухосного автомобиля с передними управляемыми колёсами схема поворота показана на рис. 2.36 без учёта явления увода. Оси управляемых передних колёс должны поворачиваться так, чтобы в плоскости поворота они пересекались в одной точке  $O$ , лежащей на продолжении оси задних колёс. Эта точка называется центром поворота. В этом случае все колёса катятся по дугам концентрических окружностей с минимальным скольжением в контактах с дорогой. Из схемы видно, что управляемые колёса – наружное и внутреннее относительно расположения центра поворота – надо поворачивать на разные углы.

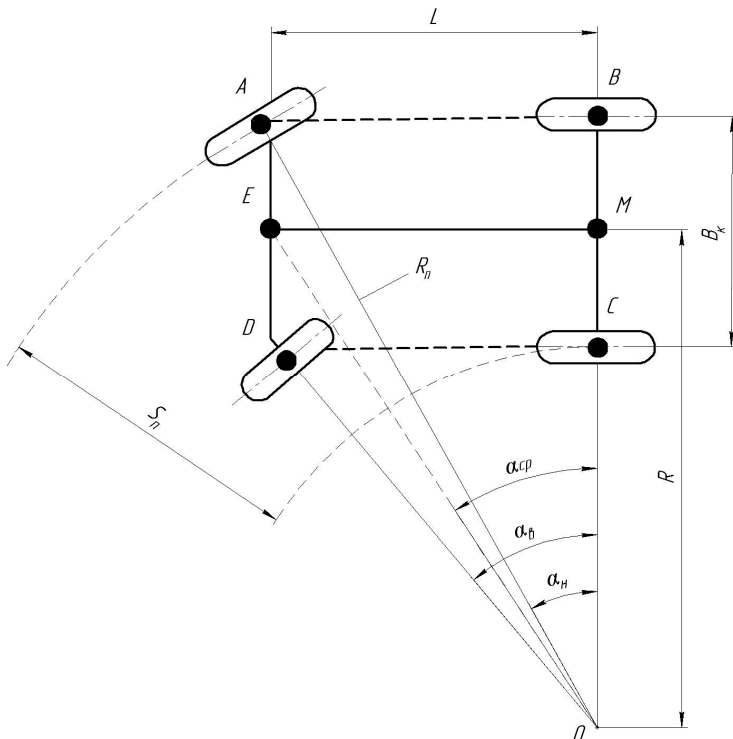


Рис. 2.36. Схема поворота двухосного автомобиля с передними управляемыми колёсами



Соотношение между углами поворота определяется следующим образом:

$$\begin{aligned} \operatorname{ctg}\alpha_{\text{н}} &= \frac{OB}{AB} \\ \operatorname{ctg}\alpha_{\text{в}} &= \frac{OC}{DC} \\ \frac{\operatorname{ctg}\alpha_{\text{н}} - \operatorname{ctg}\alpha_{\text{в}}}{\operatorname{ctg}\alpha_{\text{н}} + \operatorname{ctg}\alpha_{\text{в}}} &\approx \frac{OB - OC}{DC} \approx \frac{B_{\text{к}}}{L} \end{aligned} \quad (2.119)$$

При максимальном угле поворота внутреннего колеса ( $\alpha_{\text{в}}$ ) 28 – 30° разница  $\alpha_{\text{в}} - \alpha_{\text{н}}$  составляет 4–5°.

Положение центра поворота  $O$  определяет величину радиуса поворота. В технических характеристиках колёсных машин приводят минимальный радиус поворота по колею наружного управляемого колеса. Из  $\triangle OAB$  этот радиус  $OA$

$$R_{\text{н min}} \approx \frac{L}{\sin \alpha_{\text{н max}}} \quad (2.120)$$

В теории поворота радиус поворота автомобиля определяют как расстояние от центра поворота до продольной оси машины. Из схемы на рис. 2.36 видно, что этот радиус поворота

$$R = \frac{L}{\operatorname{tg}\alpha_{\text{cp}}}$$

где можно принять

$$\alpha_{\text{cp}} = \frac{\alpha_{\text{в}} + \alpha_{\text{н}}}{2}$$

При повороте автомобиля её манёвренность дополнительно характеризуется поворотным коридором. Поворотным коридором называется ширина полосы, определяемая расстоянием между наиболее удалённой колеей и наиболее близкой колеей автомобиля при повороте от центра поворота. На рисунке 2.36 ширина поворотного коридора  $S_{\text{п}} = OA - OC$

$$S_{\text{п}} = B_{\text{к}} + \left( \frac{1}{\sin \alpha_{\text{н max}}} - \frac{1}{\operatorname{tg}\alpha_{\text{н max}}} \right) L \quad (2.121)$$

Типовые схемы поворота двух-, трёх- и четырёхосных машин показаны на рис. 2.37. При сравнительной оценке схем учитывают, как та или другая схема влияет на показатели манёвренности и проходимости колёсной машины, а также конструктивную сложность схемы и возможное влияние её на компоновку машины.

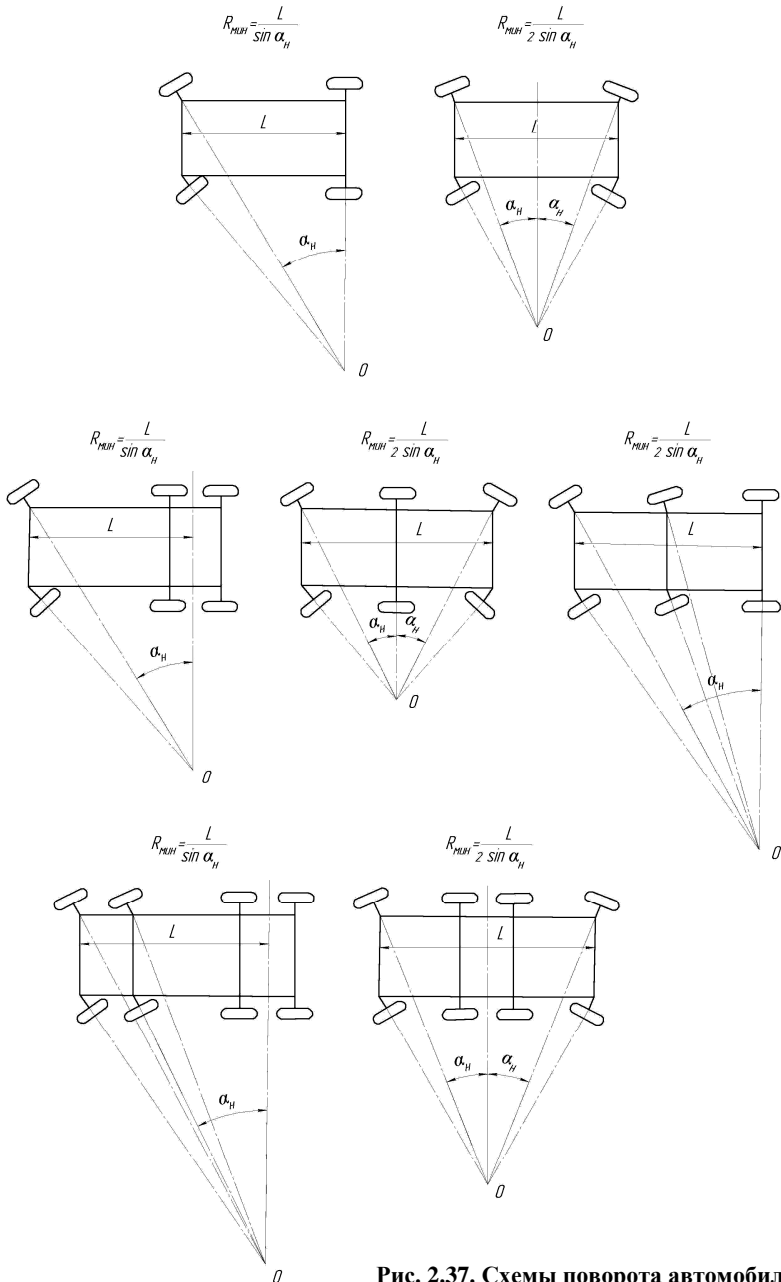


Рис. 2.37. Схемы поворота автомобиля

Схема поворота двухосной машины с передними управляемыми колёсами обеспечивает простоту устройства рулевого привода, хорошую стабилизацию прямолинейного движения, однако минимальные радиусы поворота в этом случае сравнительно велики. При повороте на мягких грунтах затраты мощности увеличиваются, и проходимость несколько снижается вследствие образования четырёх или шести колеё (при задних двускатных колёсах). Для снижения этих недостатков применяют схему с передними и задними управляемыми колёсами. В этом случае при одинаковых углах поворота наружных колёс радиус поворота уменьшается вдвое, уменьшается и ширина поворотного коридора:

$$R_{\text{п}} = \frac{L}{2 \sin \alpha_{\text{н}}} ; \quad S_{\text{п}} \approx B_{\text{к}} + \left( \frac{1}{\sin \alpha_{\text{н}}} - \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_{\text{н}}} \right) \frac{L}{2}.$$

При такой схеме поворота улучшается проходимость по мягким грунтам, поскольку при повороте задние колёса катятся по колее, проложенной передними колёсами. Наличие передних и задних управляемых колёс усложняет рулевой и силовой привод к колёсам, несколько ухудшает устойчивость движения на повышенных скоростях.

Для улучшения устойчивости движения таких автомобилей на повышенных скоростях отключают и стопорят задние управляемые колёса.

Для повышения манёвренности в некоторых, редких, случаях для двухосных крупногабаритных машин предусматривается возможность поворота передних и задних колёс в одном направлении, что позволяет двигаться машине одновременно вперёд и вбок.

Двухосные автомобили только с задними управляемыми колёсами применяются в основном на автопогрузчиках.

## **2.7.6. Явление увода колёс и поворачиваемость автомобиля**

### *Явление увода колеса с эластичной шиной*

Приведённые схемы поворота (рис. 2.37) справедливы при достаточно жёстких в боковом направлении шинах. На современные автомобили устанавливают шины эластичные в боковом направлении, и это оказывает большое влияние на поведение автомобиля при движении, на его управляемость и устойчивость.

Под управляемостью понимается свойство автомобиля изменять показатели, характеризующие криволинейное движение путём воздействия водителя на органы рулевого управления.

Под устойчивостью автомобиля понимается его свойство двигаться в разнообразных дорожных условиях без опрокидывания и без бокового скольжения колёс.

Если при качении жёсткого колеса на него действует боковая сила  $P_{\delta}$ , то колесо будет продолжать движение в плоскости качения до тех пор, пока  $P_{\delta} \leq G_k \phi$ , после чего начинается скольжение колеса вбок.

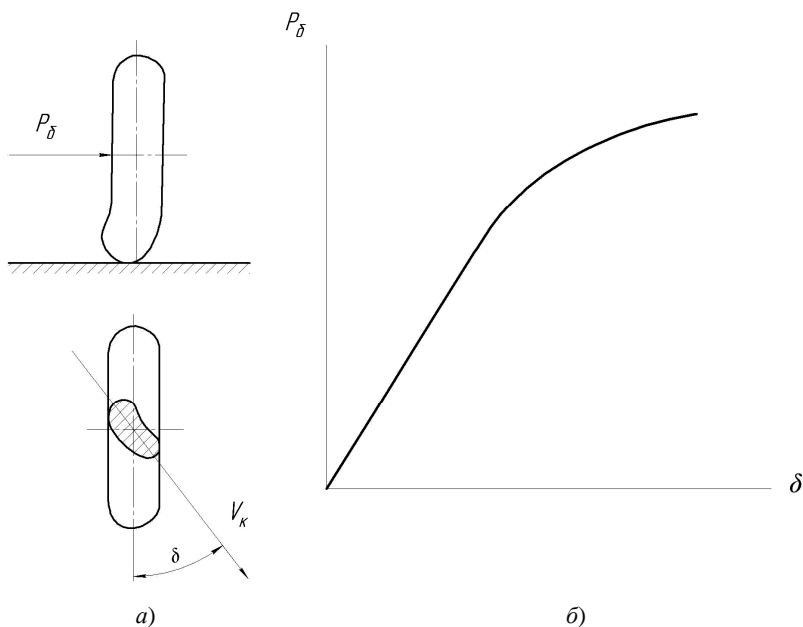
Если колесо снабжено эластичной шиной, то действие на него любой по величине боковой силы  $P_{\delta}$  заставляет колесо двигаться под некоторым углом  $\delta$  (рис. 2.38, а) к плоскости качения – углом увода.

Сущность явления увода заключается в том, что при действии боковой силы на колесо обод за счёт упругих свойств шины смещается в сторону действия боковой силы. При перекачивании колеса такое смещение обода заставляет двигаться колесо под углом к плоскости его качения, так как каждая новая точка шины, входящая в контакт с дорогой, смещается по отношению к предыдущей.

Между углом увода и величиной боковой силы существует зависимость (рис. 2.38, б), которая выражается уравнением

$$P_{\delta} = K\delta, \quad (2.122)$$

где  $K$  – коэффициент сопротивления уводу, Н/град или Н/рад.



**Рис. 2.38. Качение колеса с эластичной шиной:**

а – схема качения колеса с эластичной шиной при действии боковой силы;

б – зависимость угла увода от боковой силы

Зависимость, показанную на рис. 2.38, б, можно разделить на два участка. Первый участок можно считать линейным ( $K = \text{const}$ ), он характеризует процесс, когда боковое скольжение шины практически отсутствует. Второй – криволинейная часть, где коэффициент сопротивления уводу снижается, указывает на наличие бокового скольжения, возрастающего с ростом боковой силы.

Величина коэффициента бокового увода зависит в основном от размеров и конструкции шины и обода, внутреннего давления воздуха в шине, а также от вертикальной нагрузки. На линейном участке эта величина для шин автомобилей изменяется в пределах 50 – 130 кН/рад.

*Поворачиваемость* называют свойство автомобиля изменять направление движения без поворота управляемых колёс. Различают шинную и креновую поворачиваемость автомобиля [1].

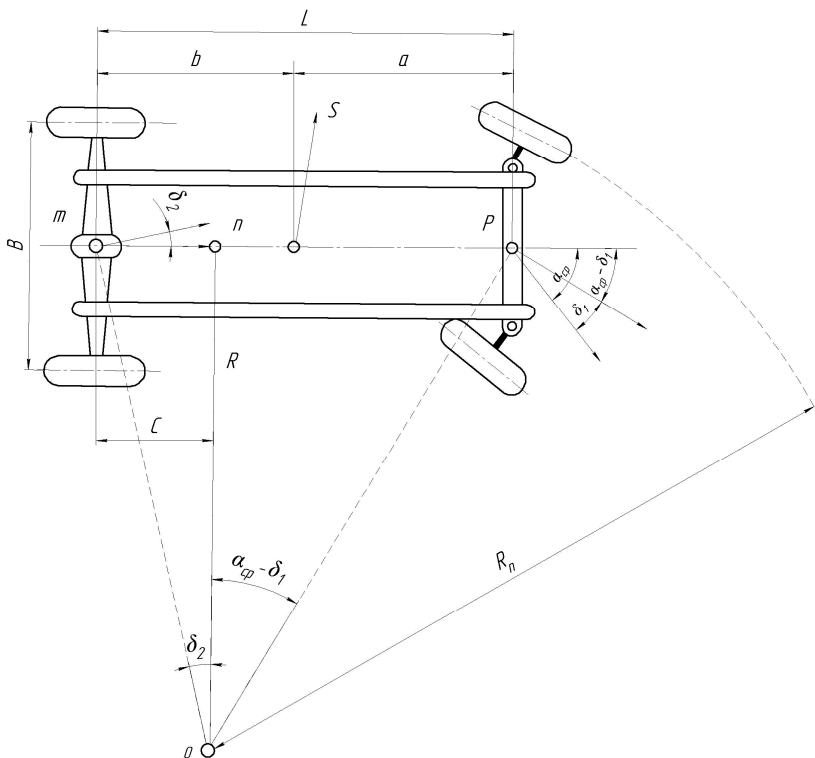
Креновая поворачиваемость автомобиля связана с конструкцией его подвески. Креновая поворачиваемость зависит от угла поперечного крена кузова. Максимальный угол крена ограничивается упорами, предусмотренными в конструкции подвески.

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). Развал колеса, равный  $1^\circ$ , вызывает увод на угол  $10 - 20^\circ$ .

При движении на повороте автомобиля с колёсами, снабжёнными эластичными шинами, составляющие центробежной силы, приложенные к передней и задней осям, заставляют колёса катиться с уводом. В этом случае для нахождения мгновенного центра поворота машины необходимо определить направление векторов двух каких-либо точек машины, учитывая увод колёс. В качестве этих точек для двухосной машины выберем середины передней и задней осей (рис. 2.39). Углы увода  $\delta_1$  и  $\delta_2$  зависят от углов увода колёс и могут быть определены как полусумма углов увода правого и левого колёс соответственно передней и задней осей. Углы  $\delta_1$  и  $\delta_2$  будем называть углами увода осей. Угол  $\alpha_{\text{cp}}$  определяется как полусумма углов поворота передних управляемых колёс. Мгновенный центр поворота  $O$  лежит на пересечении перпендикуляров к направлениям скоростей в средних точках передней и задней осей. Положение мгновенного центра  $O$  определяется двумя координатами  $R$  (расчётный радиус поворота) и  $C$  (смещение мгновенного центра относительно задней оси автомобиля).

Из рисунка 2.39 следует

$$\begin{aligned} mn &= R \operatorname{tg} \delta_2 \\ + np &= R \operatorname{tg} (\alpha_{\text{cp}} - \delta_1) \\ \hline L &= R \operatorname{tg} \delta_2 + R \operatorname{tg} (\alpha_{\text{cp}} - \delta_1) \end{aligned}$$



**Рис. 2.39.** Схема движения автомобиля, снабжённого эластичными шинами, на повороте

откуда

$$R = \frac{L}{\operatorname{tg} \delta_2 + \operatorname{tg}(\alpha_{\text{cp}} - \delta_1)}; \quad C = \frac{L \operatorname{tg} \delta_2}{\operatorname{tg} \delta_2 + \operatorname{tg}(\alpha_{\text{cp}} - \delta_1)}. \quad (2.123)$$

При малых углах поворота колёс и увода можно считать  $\operatorname{tg} \delta_2 = \delta_2$ ;  $\operatorname{tg}(\alpha_{\text{cp}} - \delta_1) = \alpha_{\text{cp}} - \delta_1$ , тогда выражения для  $R$  и  $C$  примут вид

$$R \approx \frac{L}{\alpha_{\text{cp}} + (\delta_2 - \delta_1)}; \quad C = \frac{L \delta_2}{\alpha_{\text{cp}} + (\delta_2 - \delta_1)}. \quad (2.124)$$

Радиус поворота автомобиля, определяемый расстоянием от центра поворота до колеи переднего наружного колеса, приближённо можно найти из выражения

$$R_{\text{п}} = \frac{R + \frac{B}{2}}{\cos(\alpha_{\text{ср}} - \delta_1)}. \quad (2.125)$$

Входящие в уравнения (2.124) углы увода  $\delta_1$  и  $\delta_2$  могут быть выражены следующим образом:

$$\delta_1 = \frac{P_{\delta 1}}{K_1}; \quad \delta_2 = \frac{P_{\delta 2}}{K_2}. \quad (2.126)$$

Считая углы поворота управляемых колёс малыми, а движение автомобиля круговым с постоянной скоростью  $V_a$ , можно центробежную силу  $S$ , приложенную к центру тяжести, определить следующим образом:

$$S = \frac{G_a V_a^2}{13gR}, \quad (2.127)$$

где  $G_a$  – вес машины, кгс;  $g$  – ускорение силы тяжести, м/с<sup>2</sup>;  $R$  – радиус поворота, м; 13 – коэффициент для перевода скорости из размерности км/ч в размерность м/с.

Центробежная сила  $S$  распределяется по осям обратно пропорционально расстояниям от центра тяжести

$$P_{\delta 1} = S \frac{b}{L}; \quad P_{\delta 2} = S \frac{a}{L}. \quad (2.128)$$

Вес автомобиля по осям распределяется аналогично

$$G_1 = G_a \frac{b}{L}; \quad G_2 = G_a \frac{a}{L}. \quad (2.129)$$

Из уравнений (2.136), (2.137), (2.138) можно записать

$$\frac{P_{\delta 1}}{G_1} = \frac{P_{\delta 2}}{G_2} = \frac{S}{G_2} = \frac{V_a^2}{13gR}. \quad (2.130)$$

Определив значения  $P_{\delta 1}$  и  $P_{\delta 2}$  из уравнения (2.130) и подставив их в уравнения (2.126), получим

$$\delta_1 = \frac{G_1 V_a^2}{13gRK_1}; \quad \delta_2 = \frac{G_2 V_a^2}{13gRK_2}. \quad (2.131)$$

После подстановки значений  $\delta_1$  и  $\delta_2$  в уравнение (2.125) и решения относительно  $R$  получим

$$R = \frac{L - \frac{V_a^2}{13g} \left( \frac{G_2}{K_2} - \frac{G_1}{K_1} \right)}{\alpha_{cp}}. \quad (2.132)$$

Из уравнений (2.124 и 2.132) видно, что радиус поворота зависит не только от величины базы и среднего угла поворота управляемых колёс, но и от скорости движения, положения центра тяжести и углов увода осей. На качество криволинейного движения автомобиля сильное влияние оказывает соотношение между углами увода осей.

$$\text{Если } \delta_1 > \delta_2; R = \frac{L}{\alpha_{cp}}; C = \frac{L\delta_2}{\alpha_{cp}}, \text{ принято считать, что автомобиль}$$

обладает нейтральной поворачиваемостью. У автомобиля с нейтральной поворачиваемостью расчётный радиус поворота  $R$  зависит только от угла поворота передних колёс.

Если  $\delta_1 > \delta_2$ , то разность  $\delta_2 - \delta_1$  является отрицательной, вследствие чего знаменатель правой части уравнения (2.124) уменьшается, а величина  $R$  увеличивается. Автомобили, у которых радиус поворота увеличивается в связи с уводом, называют машинами с недостаточной поворачиваемостью. Такие машины в некоторых случаях, например на больших скоростях движения, плохо вписываются в поворот.

Если  $\delta_1 < \delta_2$ , то разность  $\delta_2 - \delta_1$  положительная, вследствие чего знаменатель правой части уравнения (2.124) увеличивается, а величина  $R$  уменьшается. Автомобили, у которых в связи с уводом радиус поворота уменьшается, называют машинами с избыточной поворачиваемостью. У автомобилей со свойствами избыточной поворачиваемости с увеличением скорости движения на повороте радиус поворота уменьшается, причём возможно прогрессивное уменьшение радиуса поворота вплоть до опрокидывания или заноса автомобиля.

На первый взгляд, наиболее целесообразно иметь автомобиль с нейтральной поворачиваемостью. Однако создать автомобиль со стабильным свойством нейтральной поворачиваемости практически невозможно ввиду нарушения этого свойства при любом смещении центра тяжести, возможном в эксплуатации, или изменения коэффициентов сопротивления уводу. Поэтому обычно стремятся придать автомобилю свойства недостаточной поворачиваемости для повышения безопасности движения. Это свойство может быть обеспечено смещением центра тяжести вперёд (соответствующее распределение нагрузок по осям) либо уменьшением коэффициента сопротивления уводу передних колёс по сравнению с задними (например, снижение давления воздуха в передних колёсах или, наоборот, повышение давления в задних



колёсах). При нарушении качества поворачиваемости при эксплуатации автомобиля восстановить недостаточную поворачиваемость можно перемещением груза, регулированием давления воздуха в шинах.

## 2.8. ПЛАВНОСТЬ ХОДА И ЕЁ ВЛИЯНИЕ НА БЕЗОПАСНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ

Плавностью хода называют свойство автомобиля двигаться по неровным дорогам без больших колебаний подрессорных масс (кузова) и колёс. Эти колебания влияют на эксплуатационно-технические качества автомобиля – плавность хода, возможность двигаться с высокими скоростями, на расход топлива, а также на устойчивость и управляемость.

Колебания автомобиля определяют, прежде всего, её плавность хода, т.е. возможность перевозки людей без неприятных для них ощущений и быстрой утомляемости.

Приближённым общим критерием для оценки плавности хода автомобиля является частота колебаний её корпуса (кузова).

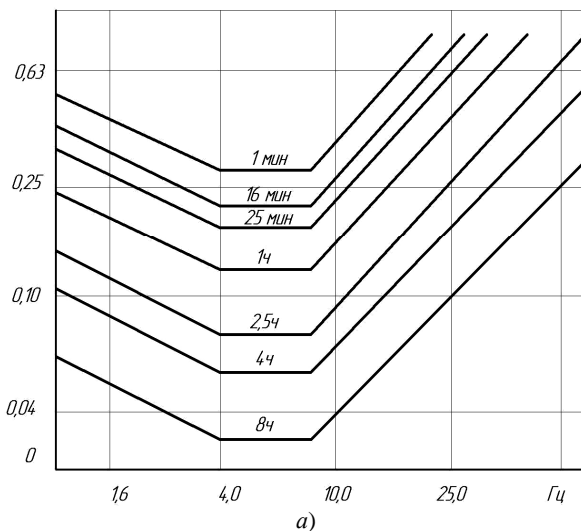
Практика показывает, что лучшая плавность хода достигается при частоте колебаний кузова 60 – 90 в мин, что соответствует средней частоте шагов при обычной ходьбе человека. Если корпус колеблется со значительно большей частотой, то колебания воспринимаются человеком как тряска. С другой стороны, если частота колебаний корпуса очень мала, то у человека также возникают болезненные ощущения и возможны проявления «морской болезни».

Для более полной характеристики плавности хода надо определить ускорения перемещения при колебаниях корпуса и колёс, а также знать частоту этих колебаний.

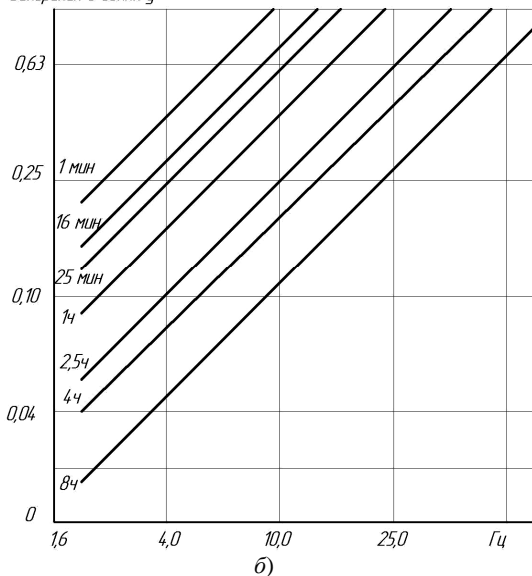
Согласно межгосударственному стандарту, регламентирующему оценку воздействия вибрации автомобилей на человека, установлены предельные значения среднего квадратического ускорений. Эти значения нормированы в зависимости от направления и продолжительности действия ускорений для трёх ступеней: предела воздействия, порога снижения производительности труда, порога снижения комфорта [13].

На рисунке 2.40 показаны кривые ускорений, соответствующие порогу снижения производительности труда при различной частоте и продолжительности воздействия (от 1 мин до 8 ч). Для определения предела воздействия указанные значения увеличивают вдвое, а для определения нижней границы комфорта уменьшают в 3,15 раза. Наиболее чувствительны для человека частоты в диапазоне 4 – 8 Гц, при которых ощущения соответствуют ускорениям. Такие же ощущения для других частот соответствуют большим ускорениям при меньшей продолжительности колебаний.

Ускорения в долях  $g$



Ускорения в долях  $g$



**Рис. 2.40.** Зависимости ускорений от частоты и продолжительности воздействия:

$a$  – вертикальные ускорения;  $b$  – горизонтальные ускорения

Для защиты водителя и пассажиров от вредных воздействий колебаний улучшают характеристику сидений. Сиденье делают отдельным от спинки. Подушки сидений обычно имеют жёсткость 80...120 Н/см у легковых автомобилей и 150...200 Н/см у грузовых автомобилей и автобусов. В целях поглощения вибраций, шума и уменьшения давления тела человека на подушку в верхней её части устраивают матрац из ваты, губчатой резины, поролона. Для гашения колебаний человека на подушке в сплошном (фанерном) днище сиденья делают небольшие отверстия. Воздух, проходя через отверстия при перемещениях человека, создаёт дополнительное сопротивление, что позволяет быстрее гасить колебания.

Частота собственных колебаний пассажира на сиденье находится в пределах 2,0...3,0 Гц, а при особенно комфортабельных сиденьях снижается до 1,0...1,5 Гц. При мягкой подвеске автомобиля сиденья делают сравнительно жёсткими. У автомобилей с жёсткой подвеской, напротив, применяют мягкие сидения.

Характеристика плавности хода, как показывают дорожные испытания, зависит в основном от качества подвески. Назначение подвески заключается в передаче и распределении веса автомобиля между колёсами, в передаче сил и моментов, действующих на колёса и корпус (раму), в смягчении динамических нагрузок и в придании колебаниям корпуса желательного характера [15].

К подвеске относится совокупность деталей и устройств, связывающих колёса (мосты) с корпусом (рамой) автомобиля.

Подвеска автомобиля состоит из упругого элемента, амортизаторов и направляющего устройства.

Упругий элемент подвески уменьшает воздействие вертикальных динамических нагрузок на корпус, наличие упругого элемента одновременно приводит к появлению колебаний корпуса.

Амортизаторы способствуют быстрому гашению колебаний корпуса и приданию этим колебаниям желательного характера.

Направляющее устройство передаёт продольные и поперечные силы от колёс на корпус и определяет характер перемещения колёс относительно корпуса.

Подвески классифицируются в зависимости от типа упругого элемента, амортизатора и направляющего устройства.

По типу упругого элемента различают подвески с металлическими (листовая рессора, торсион, витая пружина) и неметаллическими упругими элементами (резина, пневматический или гидропневматический упругий элемент). Возможны и другие типы упругих элементов.

В подвеске применяют гидравлические амортизаторы телескопические и поршневые.

По направляющему устройству различают зависимые и независимые подвески. При зависимой подвеске правое и левое колёса одной оси связаны балкой моста, подвешенной через рессоры к корпусу (раме). Поэтому от положения одного колеса зависит положение другого. При независимой подвеске каждое колесо подвешено к раме отдельно, и положение одного из них не зависит от перемещения другого.

Подвеска должна удовлетворять следующим основным требованиям:

- обеспечивать высокую плавность хода, малые крены корпуса при поворотах, не допускать сильных ударов в ограничители хода и отрыв колёс от дороги;
- эффективно гасить колебания корпуса;
- обеспечивать постоянство углов наклона шкворней и колёс и постоянство колеи, а также не допускать поворот колёс при их перемещении относительно корпуса;
- надёжно передавать от колеса к корпусу (раме) горизонтальные силы и моменты;
- быть прочной и долговечной.

## 2.9. КОЛЕБАНИЯ УПРАВЛЯЕМЫХ КОЛЁС АВТОМОБИЛЯ («ЯВЛЕНИЕ ШИММИ»)

Управляемые колёса, передний мост, подвеска и рулевой привод представляют собой упругую инерционную систему, которая при наличии возмущающих импульсов может сопровождаться появлением нежелательных и опасных колебаний передних управляемых колёс автомобиля («шимми»).

Приведённая динамическая система имеет две степени свободы. Так, передний мост вследствие упругой деформации рессор может

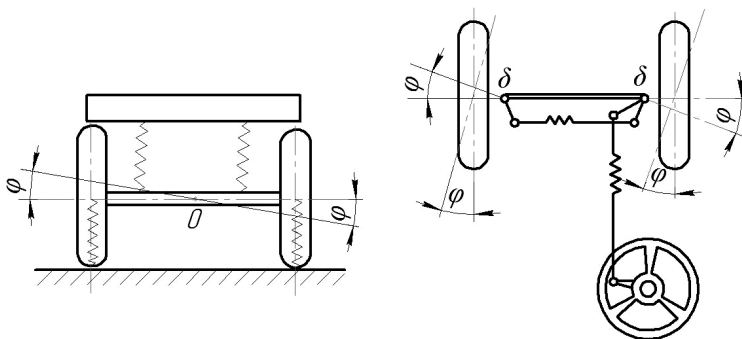


Рис. 2.41. Колебательная система управляемых колёс автомобиля

перемещаться относительно продольной оси автомобиля (относительно точки  $O$  на рис. 2.41, *a*) на угол  $\varphi$ , а колёса вследствие упругой деформации привода управления – на угол  $\varphi$  относительно оси шкворня (точка  $\delta$  на рис. 2.41, *b*).

При значительной скорости, обычно превышающей 70 км/ч, управляемые колёса начинали быстро колебаться вокруг шкворней, делая до 6 – 8 колебаний в секунду; при этом колёса оставляли на земле след, схематически показанный на рис. 2.42, *a*. Наряду с вилянием часто наблюдалось подпрыгивание колёс передней оси: одно колесо перемещалось вверх, противоположное сильнее прижималось к дороге. Амплитуда подпрыгивания достигала в некоторых случаях такой величины, что колёса отрывались от поверхности дороги. При сочетании колебания колёс с подпрыгиванием оси на дороге оставался след, подобный схематически показанному на рис. 2.42, *b* [14].

Колебания передних колёс приводили к тому, что автомобиль становился неуправляемым (водитель не мог контролировать колебание колёс) и неустойчивым (автомобиль скользил вбок), увеличивался износ шин и рулевой передачи и возрастали напряжения в деталях рулевого привода. Чтобы прекратить колебания, водителю приходилось снижать скорость движения.

Колебания управляемых колёс – весьма сложное явление. Хотя практически уже давно были найдены действенные средства борьбы с этими колебаниями, теория колебаний передних колёс автомобиля была создана лишь в последнее время.

Сущность данного явления в следующем. Передний мост представляет собой тело, связанное с двумя упругими элементами: шинами и рессорами (рис. 2.41). Передняя ось может совершать различные колебания. В рассматриваемом случае представляют интерес только поперечные угловые колебания (подпрыгивание), характеризующиеся углом  $\psi$ . Найдём, чему равна собственная частота подпрыгивания оси.

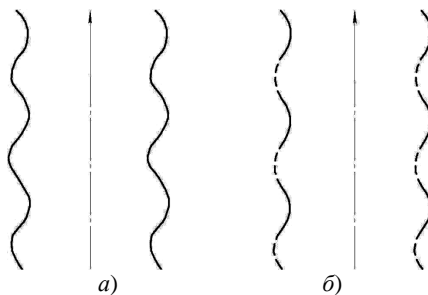


Рис. 2.42. След управляемых колёс

Если ось повернулась на угол  $\psi$ , то на неё будет действовать восстанавливающий момент от рессор, который в силу малости угла  $\psi$  можно считать равным

$$M_1 = 2c_p n_p^2 \psi.$$

Кроме того, на ось будет действовать восстанавливающий момент от деформированных шин

$$M_2 = 2c_{ш} n^2 \psi,$$

где  $2n_p$  – расстояние между рессорами;  $2n$  – колея колёс.

Частота подпрыгивания  $\omega_\psi$  будет равна

$$\omega_\psi = \sqrt{\frac{c_\psi}{I_1}}, \quad (2.133)$$

где  $c_\psi$  – угловая жёсткость подвески передней оси;  $I_1$  – момент инерции переднего моста относительно продольной оси, проходящей через его центр тяжести  $O$ .

Угловая жёсткость подвески передней оси по определению равна

$$c_\psi = \frac{M_1 + M_2}{\psi} = 2(c_p n_p^2 + c_{ш} n^2). \quad (2.134)$$

Подставляя (2.135) в (2.134), получим

$$\omega_\psi = \sqrt{\frac{2(c_p n_p^2 + c_{ш} n^2)}{I_1}}. \quad (2.135)$$

Из этого выражения следует, что при снижении жёсткости рессор, а особенно шин, или при увеличении момента инерции передней оси собственная частота подпрыгивания снижается.

Передние колёса, связанные поперечной рулевой тягой между собой и продольной тягой с рулевой сошкой, представляют вторую колебательную систему (рис. 2.41). Тяги, особенно продольная, упруги и поэтому при отклонении колёс от нейтрали на них начинает действовать восстанавливающий момент  $M_b$ . Величина этого момента зависит не только от упругости тяги, но и от стабилизирующего эффекта, обусловленного наклоном шкворня и эластичностью шин.  $M_b = c_\phi \phi$ , где  $\phi$  – угол, характеризующий отклонение колёс при их вилении вокруг оси шкворня, а  $c_\phi$  – угловая жёсткость рулевого привода.

Обозначим  $I_2$  момент инерции обоих колёс и связанных с ними деталей относительно осей шкворней. Тогда собственная частота колебания колёс  $\omega_\phi$  будет равна

$$\omega_{\varphi} = \sqrt{\frac{c_{\varphi}}{I_2}}. \quad (2.136)$$

Отсюда следует, что чем ниже угловая жёсткость рулевого привода или чем больше момент инерции колёс, тем ниже собственная частота виляния.

Обе колебательные системы (рис. 2.41) не независимы благодаря гироскопической связи между подпрыгиванием оси и колебанием колёс.

Прежде чем установить, к чему приводит гироскопическая связь, напомним основные свойства гироскопа.

Гироскоп – быстро вращающийся маховик, заключённый в рамку, с которой связаны цапфы, позволяющие ей вращаться вокруг вертикальной оси (рис. 2.43). Гироскоп с рамкой и цапфами может, кроме того, поворачиваться в плоскости чертежа.

Гироскоп характеризуется кинетическим моментом  $I_k \omega_k$ , равным произведению момента инерции маховика  $I_k$  относительно оси собственного вращения на угловую скорость вращения  $\omega_k$ .

Гироскоп реагирует на всякое угловое перемещение его оси.

Если, приложив внешний момент  $M$ , поворачивать рамку с гироскопом в плоскости чертежа с угловой скоростью  $d\varphi/dt$ , то гироскоп станет поворачиваться вокруг вертикальной оси с угловой скоростью  $\omega_{пр}$ . Это движение носит название прецессии и совершается под действием так называемого гироскопического момента  $M_g = I_k \omega_k d\varphi/dt$ . Чем быстрее поворачивается рамка с гироскопом, т.е. чем больше  $d\varphi/dt$ ,  $M_g$ , тем больше скорость прецессии  $\omega_{пр}$ .

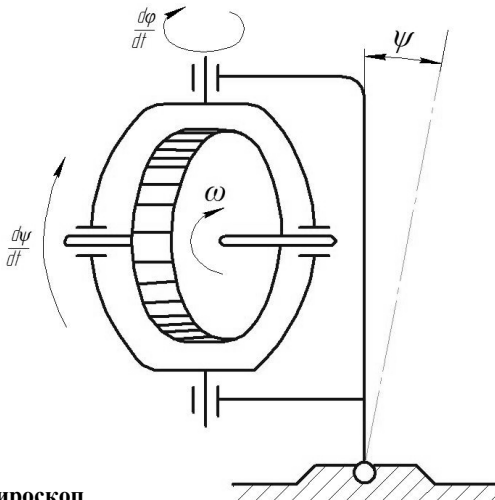


Рис. 2.43. Гироскоп

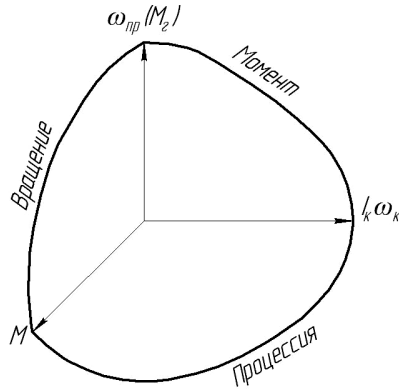


Рис. 2.44. Вектор внешнего момента

Чтобы определить направление прецессии  $\omega_{пр}$  или действия гироскопического момента  $M_{Г}$ , существует простое правило.

Изобразим в соответствии с рис. 2.43 векторы внешнего момента  $M$  и кинетического момента гироскопа  $I_k \omega_k$ . Направление прецессии будет таким же, как и направление вращения вектора  $I_k \omega_k$ , стремящегося совпасть с вектором внешнего момента  $M$ , двигаясь к нему по кратчайшему пути (рис. 2.44).

Передние колёса движущегося автомобиля представляют собой гироскопы и реагируют на всякое угловое перемещение их оси.

Поясним подробнее, к чему это приводит. Пусть под действием внешнего момента  $M$ , появившегося, например, вследствие наезда одного из колёс на неровность пути, ось повернулась в вертикальной плоскости на угол  $\psi$  (рис. 2.44).

Колёса-гироскопы будут при этом прецессировать, поворачиваясь вокруг осей шкворней с угловой скоростью  $d\varphi/dt$  под действием гироскопического момента

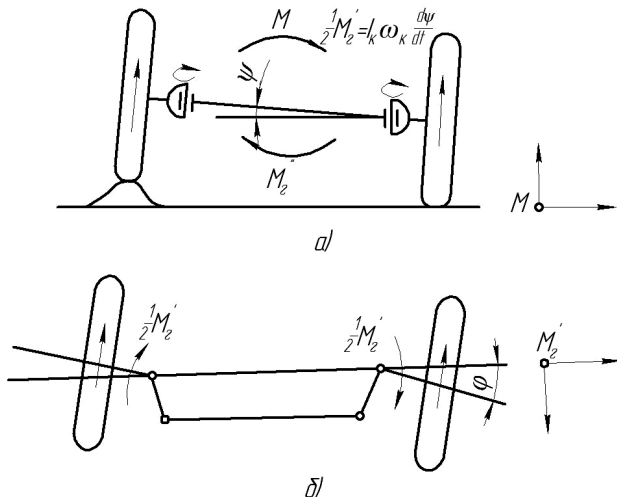
$$M'_{Г} = 2I_k \omega_k \frac{d\psi}{dt}. \quad (2.137)$$

Взаимное положение векторов  $M$ ,  $2I_k \omega_k$  и  $d\varphi/dt (M'_{Г})$  показано на рис. 2.45, а.

Под действием гироскопического момента  $M'_{Г}$  колёса отклонятся от нейтрального положения на угол  $\varphi$ . Поворот оси колёс в горизонтальной плоскости вызовет появление второго гироскопического момента

$$M''_{Г} = 2I_k \omega_k \frac{d\varphi}{dt}. \quad (2.138)$$





**Рис. 2.45. Взаимное расположение векторов под действием гироскопического момента**

Этот момент будет стремиться повернуть ось на угол  $\psi$ , заставляя её прецессировать со скоростью  $d\psi/dt$ . Взаимное положение векторов  $M'_r$ ,  $2I_k\omega_k$  и  $d\psi/dt$  ( $M''_r$ ) показано на рис. 2.45, б.

Таким образом, подпрыгивание оси вызвало угловое колебание колёс. В свою очередь колебание колёс вызвало подпрыгивание оси. Обе колебательные системы (рис. 2.41) оказались связанными.

Следует, однако, заметить, что действие момента  $M'_r$  даёт больший эффект, нежели действие момента  $M''_r$ , так как момент инерции колёс  $I_2$  меньше момента инерции оси  $I_1$ .

Вследствие связи между подпрыгиванием и угловым колебанием частоты колебаний передней оси становятся отличными от  $\omega_\psi$  и  $\omega_\phi$ .

Найдём новые значения частот, составив уравнения движения оси и колёс при свободных колебаниях.

На ось действуют: момент, обусловленный деформацией рессор и шин  $M_1 + M_2$ , гироскопический момент  $M'_r$  и инерционный момент

$M''_j = I_1 \frac{d^2\psi}{dt^2}$ . Суммируя их, получим первое уравнение движения

$$I_1 \frac{d^2\psi}{dt^2} - 2I_k\omega_k \frac{d\phi}{dt} + c_\psi\psi = 0. \quad (2.139)$$

На колёса и рулевой привод действуют восстанавливающий момент  $M_b$ , гироскопический момент  $M'_r$  и инерционный момент

$$M'_j = I_2 \frac{d^2\varphi}{dt^2}.$$

Их сумма даёт второе уравнение движения

$$I_2 \frac{d^2\varphi}{dt^2} - 2I_k \omega_k \frac{d\psi}{dt} + c_\varphi \varphi = 0. \quad (2.140)$$

Выберем решение уравнений (2.140) и (2.141) в следующем виде:

$$\psi = A \sin \omega t; \quad \varphi = B \cos \omega t. \quad (2.141)$$

Дифференцируем (2.141), подставляем  $\psi$  и  $\varphi$  и их производные в уравнения (2.139) и (2.140), сокращая  $\sin \omega t$  и  $\cos \omega t$ , получаем

$$\left. \begin{aligned} -\omega^2 A I_1 - \omega B 2I_k \omega_k + A c_\psi &= 0; \\ -\omega^2 A I_2 - \omega B 2I_k \omega_k + B c_\varphi &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (2.142)$$

Найдём отношение амплитуд  $A:B$  из первого и второго уравнений (2.143)

$$\left. \begin{aligned} \frac{A}{B} &= \frac{2I_k \omega_k \omega}{c_\psi - I_1 \omega^2}; \\ \frac{A}{B} &= \frac{c_\varphi - 2I_2 \omega^2}{2I_k \omega_k \omega} \end{aligned} \right\} \quad (2.143)$$

приравнивая правые части (2.143), получим уравнение частот

$$I_1 I_2 \omega^4 - (I_1 c_\varphi + I_2 c_\psi + 4I_k^2 \omega_k^2) \omega^2 + c_\varphi c_\psi = 0. \quad (2.144)$$

Таким образом, передняя ось имеет две собственные частоты: низкую  $\Omega_H$  и высокую  $\Omega_B$ . Они равны

$$\Omega_H = \sqrt{\frac{1}{2} \left[ (\omega_\psi^2 + \omega_\varphi^2 + H^2) - \sqrt{(\omega_\psi^2 + \omega_\varphi^2 + H^2)^2 - 4\omega_\psi^2 \omega_\varphi^2} \right]}; \quad (2.145)$$

$$\Omega_B = \sqrt{\frac{1}{2} \left[ (\omega_\psi^2 + \omega_\varphi^2 + H^2) + \sqrt{(\omega_\psi^2 + \omega_\varphi^2 + H^2)^2 - 4\omega_\psi^2 \omega_\varphi^2} \right]}. \quad (2.146)$$

Исследуем полученные выражения. Из уравнения (2.144) следует, что при  $H \rightarrow 0$ :

$$\Omega_H \rightarrow \omega_\varphi; \quad \Omega_B \rightarrow \omega_\psi, \text{ если } \omega_\varphi < \omega_\psi;$$

$$\Omega_H \rightarrow \omega_\psi; \quad \Omega_B \rightarrow \omega_\varphi, \text{ если } \omega_\varphi > \omega_\psi.$$

Далее следует, что подкоренное выражение всегда положительно, поэтому

$$\Omega_{\text{н}} < \omega_{\varphi}; \Omega_{\text{в}} > \omega_{\psi}, \text{ при } \omega_{\varphi} < \omega_{\psi};$$

$$\Omega_{\text{н}} < \omega_{\psi}; \Omega_{\text{в}} > \omega_{\varphi}, \text{ если } \omega_{\varphi} > \omega_{\psi}.$$

Таким образом, наличие гироскопической связи приводит к появлению двух собственных частот, которые при слабой гироскопической связи ( $H$ ) близки к частотам  $\omega_{\psi}$  и  $\omega_{\varphi}$ .

Кинетический момент колёс зависит от их числа оборотов. Поэтому с увеличением скорости автомобиля гироскопическая связь усиливается ( $H$  растёт), а меньшая из двух частот становится ещё меньше, большая – ещё больше.

Итак, мы показали, что передняя ось представляет собой колебательную систему, обладающую двумя собственными частотами:  $\Omega_{\text{н}}$  и  $\Omega_{\text{в}}$ . Если на такую систему будет действовать возмущающая сила, то система будет совершать колебания, которые могут достичь значительной силы.

Возмущающие периодические силы могут появиться вследствие неуравновешенности колёс и их эксцентрисичности.

На рисунке 2.46 дана схема так называемого статически неуравновешенного колеса. Масса одного из участков колеса или обода (например, в месте расположения вентиля) больше остальных.

На рисунке 2.46 это условно показано в виде груза массы  $m$ , закрепленного на окружности колеса.

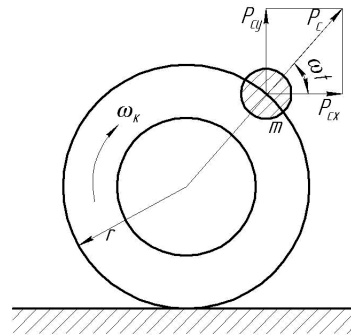
При вращении колеса на него будет действовать центробежная сила

$$P_c m \omega_k^2 r = m \frac{V^2}{r}. \quad (2.147)$$

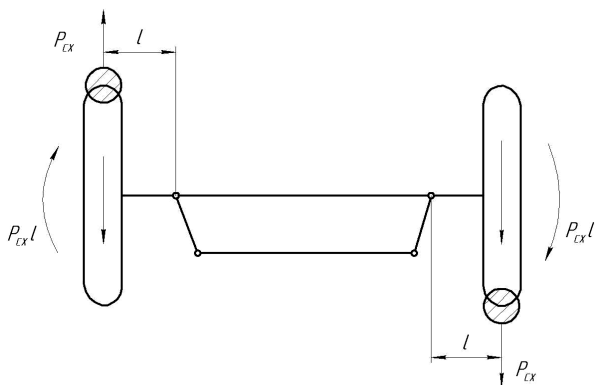
Эта сила даёт две составляющие: 1) вертикальную  $P_{cy} m \omega_k^2 r \sin \omega_k t$  и 2) горизонтальную  $P_{cx} m \omega_k^2 r \cos \omega_k t$ . Вертикальная составляющая будет стремиться вызвать подпрыгивание оси, горизонтальная будет вызывать вливание колёс.

Особенно неблагоприятным будет такой случай, когда неуравновешенными являются оба колеса, причём неуравновешенные части колёс расположены, как показано на рис. 2.47.

Частота возмущающей силы  $\omega_k$  возрастает пропорционально скорости автомобиля.



**Рис. 2.46.** Схема статически неуравновешенного колеса



**Рис. 2.47. Расположение неуравновешенных частей колёс**

Возможны два случая резонанса:  $\omega_k = \Omega_n$ , что соответствует скорости автомобиля  $V_{p1} = \Omega_n r_k$ , и  $\omega_k = \Omega_b$ , что соответствует скорости автомобиля  $V_{p2} = \Omega_b r_k$ .

Очевидно, что оба случая резонанса могут иметь практическое значение только в том случае, если

$$V_{p1} \leq V_{\max}; \quad V_{p2} \leq V_{\max}. \quad (2.148)$$

В ранних конструкциях автомобилей, обладавших невысокой скоростью, условие (2.148) не выполнялось и угловые колебания передних колёс не наблюдались.

По мере совершенствования автомобиля его наибольшая скорость возрастала. В то же время вследствие перехода на шины низкого давления и мягкие рессоры и установки тормозных барабанов на передние колёса собственные частоты  $\omega_\psi$  и  $\omega_\phi$ , а следовательно, и  $\Omega_n$ ,  $\Omega_b$  снижались. Это привело к тому, что условие (2.148) стало выполняться, и интенсивные колебания передних колёс, соответствующие случаям резонанса, стали наблюдаться при эксплуатационных скоростях движения.

Амплитуда возмущающей силы согласно выражению (2.147) пропорциональна второй степени скорости автомобиля и достигает больших значений только на высоких скоростях.

Если меньшая из собственных частот невелика, то совпадение частот  $\omega_k = \Omega_n$ , т.е. случай резонанса может соответствовать сравнительно небольшой скорости автомобиля. Амплитуда возмущающей силы будет невелика, и интенсивных колебаний наблюдаться не будет.

В том случае, когда резонанс и интенсивные колебания будут соответствовать собственной частоте  $\Omega$ , близкой к  $\omega_\phi$ , то будет происходить главным образом влияние колёс, и след их на дороге будет таким, как на рис. 2.42, а.

Если же наступит резонанс с собственной частотой, близкой к  $\omega_{\psi}$ , то появится интенсивное подпрыгивание колёс, и след их на дороге будет таким, как на рис. 2.42, б.

Вынужденные колебания и явления резонансов могут вызываться также эксцентricностью колёс, так как в этом случае ось будет периодически подпрыгивать. Однако амплитуда возмущающей силы с изменением скорости автомобиля меняться не будет.

Кроме описанных резонансных явлений, колебания управляемых колёс возможны при движении автомобиля с высокими скоростями (обычно свыше 70 км/ч). Происходит это потому, что вследствие особых свойств колебательной системы часть мощности двигателя расходуется на поддержание незатухающих колебаний колёс и оси. В силу этих свойств передняя ось с колёсами может быть отнесена к числу самоколебательных или автоколебательных систем.

Существует ряд мероприятий, позволяющих устранить или ослабить вредные колебания управляемых колёс.

Эти мероприятия заключаются в том, что колёса подвергают балансировке и более точно проверяют отсутствие эксцентricности колёс. Известны попытки менять жёсткости  $c_{\psi}$  и  $c_{\phi}$  с тем, чтобы получить более благоприятные величины частот  $\omega_{\psi}$  и  $\omega_{\phi}$  и соотношение между ними. Это позволяет в некоторых случаях вывести скорости, соответствующие случаям резонанса, за пределы эксплуатационных скоростей автомобиля или ослабить колебания колёс.

Известны также попытки устанавливать специальные амортизаторы в рулевой трапеции для того, чтобы тормозить, гасить колебания колёс.

Однако основным средством, позволившим устранить колебания управляемых колёс как опасное явление, было применение независимой подвески передних колёс. В большинстве конструктивных схем такой подвески ось вращения колёс остаётся всегда параллельной или почти параллельной сама себе.

При независимой подвеске отсутствует непосредственная связь одного колеса с другим колесом соответствующей оси. Классифицируют независимые подвески по характеру перемещения колёс при подъёме. Различают независимые подвески с перемещением колеса в поперечной (рис. 2.48, а, б), продольной (рис. 2.48, в, г) или одновременно в продольной и поперечной плоскостях (рис. 2.48, д). В зависимых подвесках каждого из этих типов колесо может быть связано с корпусом одним или двумя рычагами. Кроме того, подвеска может быть свечной, когда колесо перемещается вдоль направляющей (рис. 2.48, е). В независимой подвеске могут быть использованы упругие элементы различных типов: листовые рессоры, витые пружины, торсионы и др. [15].

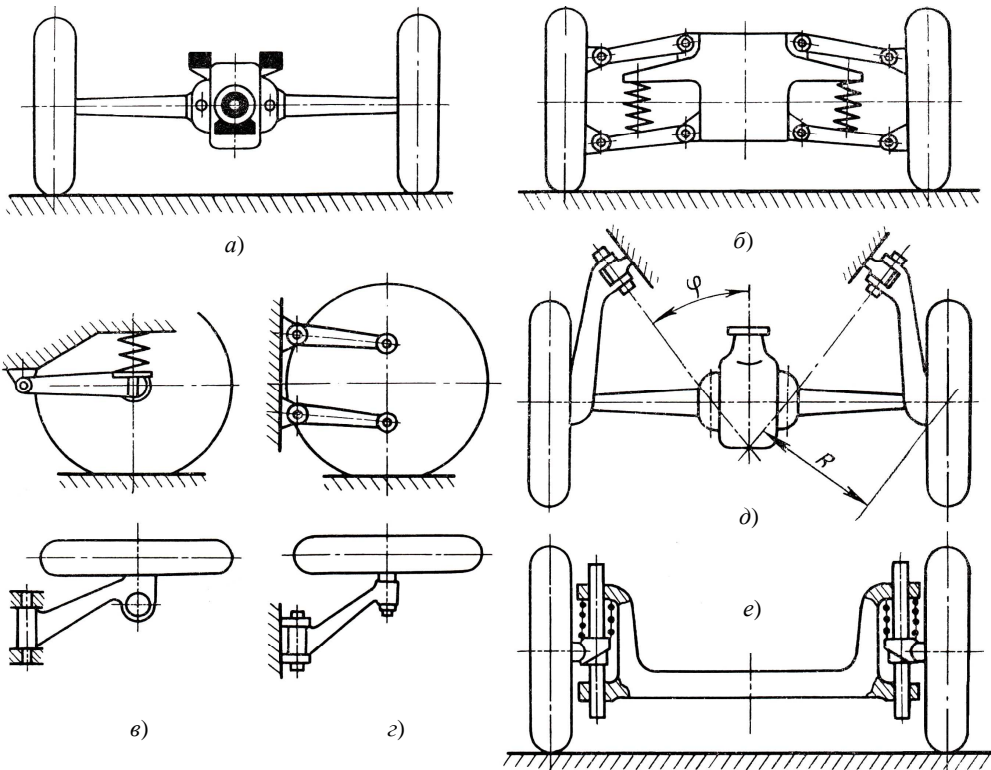


Рис. 2.48. Основные типы независимых подвесок

Общие преимущества независимой подвески сводятся к следующему:

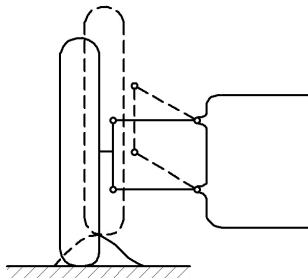
- уменьшается масса неподрессорных частей (неподрессорные колёса), вследствие чего уменьшаются удары от неровностей дороги, передаваемые на корпус машины; это, в свою очередь, позволяет повысить скорость движения по неровным дорогам;

- увеличивается возможный ход колёс, что позволяет подвеску выполнить более мягкой и, следовательно, повысить скорость движения; одновременно при больших независимых перемещениях колёс улучшается проходимость автомобиля вследствие постоянного контакта колеса с дорогой;

- вследствие независимости перемещения уменьшается возможность возникновения вредных автоколебаний управляемых колёс, что улучшает управляемость и устойчивость автомобиля.

На рисунке 2.49 дана схема одной из независимых подвесок. Каждое колесо связано с рамой двумя равными по длине рычагами. Рычаги заканчиваются шарнирами. Если соединить между собой центры шарниров, получится параллелограмм. При таком устройстве вертикальное перемещение колеса не будет сопровождаться наклоном его плоскости. Поэтому гироскопический момент не возникает и подпрыгивание колеса не будет вызывать его виляния.

В настоящее время применяются независимые подвески передних колёс, имеющие рычаги неодинаковой длины. Это обстоятельство приводит к тому, что при вертикальном перемещении переднего колеса угол наклона его плоскости относительно плоскости дороги несколько изменяется. Однако пределы изменения этого угла весьма ограничены, ввиду чего гироскопический момент практически не будет оказывать влияния на движение колеса.



**Рис. 2.49. Схема независимой подвески**

## 2.10. ТРЕБОВАНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ К КОЛЁСАМ И ШИНАМ

Колёса автомобиля, непосредственно шины, взаимодействуют с опорной поверхностью дороги. Шина, находясь в постоянном взаимодействии с полотном дороги, является основным элементом колеса. Поэтому от свойств шины зависят величина и характер сил, действующих как на дорогу, так и на автомобиль.

Шина оказывает существенное влияние на основные качества автомобиля: тяговые качества, топливную экономичность, проходи-

мость, устойчивость, управляемость, плавность и бесшумность хода, безопасность при движении и торможении.

Шину устанавливают на обод колеса: поэтому размеры и конструкция шин и обода взаимосвязаны и должны рассматриваться совместно.

Колёса автомобилей состоят из трёх частей: обода, соединительной части и ступицы. По устройству соединительной части они разделяются на дисковые и спицевые, по конструкции обода – на колёса с цельным и разборным ободом.

Колёса с цельным ободом применяют на легковых автомобилях; колёса с разборным ободом, облегчающим монтаж и демонтаж шин, на грузовых автомобилях и автобусах.

В случае применения бескамерных шин на грузовых автомобилях и автобусах также иногда применяют колёса с цельным ободом.

К конструкции обода предъявляются следующие требования: надёжное крепление шины, обеспечение лёгкости монтажа и демонтажа шин, жёсткость, сбалансированность и минимальная масса конструкции.

На автомобилях применяются пневматические шины, у которых упругие качества создаются за счёт упругости воздуха, сжатого в её внутренней плоскости. Часть нагрузки (8...10%) передаётся за счёт жёсткости стенок шины.

Шины классифицируются по ряду признаков:

– по способу герметизации внутренней полости шины, разделяют на камерные и бескамерные;

– по форме профиля шины могут быть: тороидные (обычные), у которых форма профиля близка к окружности; широкопрофильные, имеющие профиль овальной формы; арочные, имеющие профиль в виде арки;

– по способности работать с переменным давлением воздуха различают: шины с нерегулируемым и регулируемым давлением.

Основные характеристики типа шины – геометрические параметры (рис. 2.50) шины (обозначение размера шины – маркировка), категория скорости, индекс несущей способности [1].

Конструктивные элементы и параметры шины:

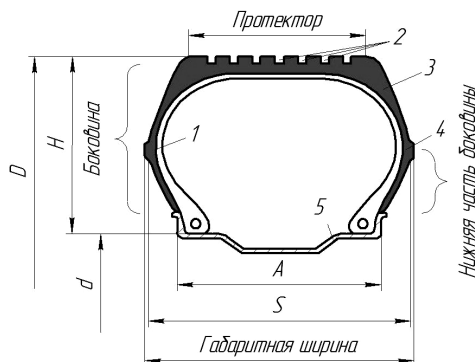
• *борт* – элемент шины, форма и конструкция которого позволяют ему прилегать к ободу и удерживать на нём шину;

• *корд* – нити, образующие ткань слоёв в шине;

• *слой* – зона, образованная прорезиненным кордом, слои которого расположены параллельно друг другу;

• *каркас* – часть шины, иная, чем протектор и резина боковины, которая при накаченной шине воспринимает нагрузку;





**Рис. 2.50. Геометрические параметры шины:**

1 – каркас; 2 – канавки протектора; 3 – корд; 4 – слой; 5 – борт;  
 A – ширина обода; D – наружный диаметр; H – высота профиля;  
 S – ширина профиля; d – номинальный диаметр обода

- *протектор* – часть шины, соприкасающаяся с грунтом; эта часть защищает каркас от механических повреждений и способствует обеспечению сцепления колеса с грунтом;
- *боковина* – часть шины, расположенная между протектором и зоной, покрываемой закраиной обода;
- *нижняя часть боковины* – зона, расположенная между максимальным сечением шины и зоной, покрываемой закраиной обода;
- *канавки протектора* – пространство между двумя соседними выступами и/или шашками рисунка протектора;
- *ширина профиля (S)* – линейное расстояние между наружными боковинами накаченной шины, не включая выступов, образуемых надписями (маркировкой), декоративными или защитными швами и защитным рефлением;
- *габаритная ширина* – линейное расстояние между наружными боковинами накаченной шины, включая надписи (маркировку), декоративные или защитные швы и защитные рефления;
- *наружный диаметр (D)* – габаритный диаметр новой накаченной шины;
- *высота профиля (H)* – расстояние, равное половине разницы между наружным диаметром шины и номинальным диаметром обода;
- *обод* – основание для покрышки с камерой или для бескамерной шины, на которое опираются борта шины;
- *номинальный диаметр обода (d)* – диаметр обода, на котором монтируется шина;

- *ширина обода (A)* – ширина измерительного обода, указанная заводом-изготовителем в техническом описании.

По категории использования шины различаются следующим образом:

- *нормальная шина* – шина, предназначенная для нормального повседневного использования на дороге;

- *шина специального назначения* – шина, предназначенная для смешанного использования как на дороге, так и вне дорог либо для использования в иных специальных целях;

- *зимняя шина* – шина, у которой рисунок протектора, состав или конструкция протектора рассчитаны главным образом для обеспечения более высокой проходимости по снегу, чем в случае использования нормальной шины, с точки зрения её способности приводить в движение транспортное средство.

Под конструкцией шины подразумеваются технические характеристики каркаса шины. Различаются, в частности, следующие типы конструкции шин:

- *шина диагональной конструкции* – шина, нити корда которой достигают бортов и располагаются под углами, близкими к 90° по отношению к осевой оси протектора;

- *шина радиальной конструкции* – шина, нити корда которой достигают бортов и располагаются под углами, близкими к 90° по отношению к осевой линии протектора, и каркас которой укрепляется по окружности при помощи практически нерастяжимого пояса.

Кроме того, для шин легковых автомобилей и их прицепов, применяются ещё следующие конструкции шин:

- *шина диагонально-опоясанной конструкции* – шина диагонального типа, в которой каркас стягивается поясом, состоящим из двух или более слоёв практически нерастяжимого корда, образующего чередующиеся углы, близкие к углам каркаса;

- *усиленная или повышенной несущей способности* – конструкция шины, каркас которой является более прочным, чем каркас соответствующей стандартной шины;

- *запасная шина временного пользования* – шина, отличающаяся от обычной шины, и предназначенная для временного использования в ограниченных условиях движения;

- *запасная шина временного пользования типа T* – шина временного пользования, предназначенная для эксплуатации при более высоком внутреннем давлении, чем в стандартных или усиленных шинах.

Категория скорости – это указанная при помощи условного обозначения скорость, при которой шина может выдерживать нагрузку, определяемую соответствующим индексом несущей способности (табл. 2.5).

## 2.5. Обозначения категории скорости для транспортных средств всех категорий

Обозначение категории скорости	Максимальная скорость, км/ч	Обозначение категории скорости	Максимальная скорость, км/ч
F	80	R	170
G	90	S	180
J	100	T	190
K	110	U	200
L	120	H	210
M	130	V	240
N	140	W	270
P	150	Y	300
Q	160		

Индекс несущей способности – одно или два числа, указывающих нагрузку, которую может выдержать одиночная или одиночная и сдвоенная шина при скоростях, соответствующих данной категории скорости, и при эксплуатации в соответствии с предписаниями завода-изготовителя, регламентирующими использование шины; данный тип шины может иметь одну или несколько групп индексов несущей способности.

### 2.10.1. Требования к параметрам шины

Ширину профиля шины (рис. 2.50) рассчитывают по следующей формуле:

$$S = S_1 + K(A - A_1), \quad (2.149)$$

где  $S$  – ширина профиля, измеренная на измерительном ободе, т.е. линейное расстояние между наружными боковинами накаченной шины, не включая выступов, образуемых надписями (маркировкой), декоративными или защитными швами или защитным рефлением, мм;  $S_1$  – номинальная ширина профиля, указанная на боковине шины в её обозначении в соответствии с предписаниями, мм;  $A$  – ширина измерительного обода, указанная заводом-изготовителем в техническом описании, мм;  $A_1$  – ширина теоретического обода, мм.

Для  $A_1$  принимается значение  $S_1$ , умноженное на коэффициент  $x$ , установленный заводом-изготовителем, а для  $K$  – значение 0,4 (для шин, определяемых по «шине, соответствующей конфигурации обода», параметры  $A$  и  $K$  принимаются равными 0,6).

Наружный диаметр шины рассчитывается по следующей формуле:

$$D = d + 2H , \quad (2.150)$$

где  $D$  – наружный диаметр, т.е. габаритный диаметр новой накаченной пневматической шины, мм;  $d$  – условное число, характеризующее номинальный диаметр обода и соответствующее его диаметру, выраженное либо в условных единицах (число меньше 100), могут также быть проставлены оба эти числа;  $H$  – номинальная высота профиля, мм.

### **2.10.2. Требования к прочности шины и методы её оценки**

Применяют с целью определения пригодности шины для использования в предполагаемых условиях эксплуатации, шину подвергают испытаниям на нагрузку/скорость (испытания на прочность).

Новую шину надевают на испытательный обод, указанный заводом-изготовителем. При испытании шины с камерой используют новую камеру в комплекте, состоящем из камеры, клапана и ободной ленты (в случае необходимости). Шину накачивают до давления, соответствующего индексу давления, указанного заводом-изготовителем. Смонтированную на ободе шину выдерживают при температуре помещения, в котором производят испытание, в течение не менее трёх часов. Давление в шине вновь доводится до величины, соответствующей индексу давления, указанному заводом-изготовителем.

Смонтированную на ободе шину устанавливают на испытательную ось и приводят в соприкосновение с наружной поверхностью гладкого испытательного ведущего барабана диаметром  $(1,70 \pm 0,017)$  м или  $(2,0 \pm 0,02)$  м, поверхность которого имеет по меньшей мере такую же ширину, как и протектор шины.

К испытательной оси прилагается нагрузка в процентах от нагрузки, соответствующей индексу несущей способности:

- 80% от показателя максимальной нагрузки, соответствующего индексу несущей способности шин, относящихся к категориям скорости L...Y (для шин легковых автомобилей и их прицепов);

- 90% при испытаниях на испытательном барабане диаметром  $(1,70 \pm 0,017)$  м или 92% при испытаниях на испытательном барабане диаметром  $(2,0 \pm 0,02)$  м от показателя максимальной нагрузки, соответствующего индексу несущей способности шин, относящихся к категориям скорости P, Q и выше (для шин всех других транспортных средств).

На протяжении всего периода испытания давление в шине не должно регулироваться, а испытательная нагрузка должна оставаться постоянной на протяжении каждого из трёх этапов испытания.

Во время проведения испытания температура в помещении должна поддерживаться в диапазоне 20...30 °С.

Испытание на прочность выполняют без перерывов в соответствии со следующими указаниями:

- первоначальная скорость при испытании – скорость, соответствующая обозначению категории скорости минус 40 км/ч при использовании испытательного барабана диаметром (1,70±0,017) м или минус 30 км/ч при использовании испытательного барабана диаметром (2,0±0,02) м (для шин легковых автомобилей и их прицепов); минус 20 км/ч (для всех других шин);

- время для достижения первоначальной скорости – 10 мин;

- продолжительность первого этапа – 10 мин;

- вторая скорость при испытании – скорость, соответствующая обозначению категории скорости минус 10 км/ч;

- продолжительность второго этапа – 10 мин;

- конечная скорость при испытании – скорость, соответствующая обозначению категории скорости;

- продолжительность конечного этапа – 30 мин.

Общая продолжительность испытания – не более 1 ч.

Для шин категории скорости Y продолжительность испытания равняется 20 мин на первом этапе и 10 мин – на последнем этапе.

Шину считают выдержавшей испытание на прочность, если после испытания на ней не наблюдается отделения протектора (отделения протектора от каркаса), отделения слоёв (отслоения друг от друга соседних слоёв), отделения корда (отделения корда от его резинового покрытия), отрывов или разрывов корда (отделения кусков резины от протектора).

Наружный диаметр шины, измеренный через 6 ч после испытания на прочность в зависимости от нагрузки/скорости, не должен отличаться более чем на ±3,5% от наружного диаметра, измеренного до испытания.

На шинах легковых автомобилей и их прицепов должно быть, по крайней мере, шесть поперечных рядов индикаторов износа, т.е. выступов внутри канавок протектора, предназначенных для визуального определения степени его износа, расположенных приблизительно на равных расстояниях друг от друга в основных канавках протектора, т.е. широких канавках, расположенных в центральной части протектора, которые охватывают приблизительно три четверти ширины протектора. Эти индикаторы износа должны быть такими, чтобы их нельзя было спутать с резиновыми перемычками между рёбрами или блоками протектора.

Однако для шин таких размеров, которые пригодны для монтажа на ободах с номинальным диаметром не более 12", допускается четыре ряда индикаторов износа протектора.

Индикаторы износа протектора должны служить средством определения с точностью до +0,6/-0,0 мм с момента, когда глубина канавок протектора не превышает 1,6 мм.

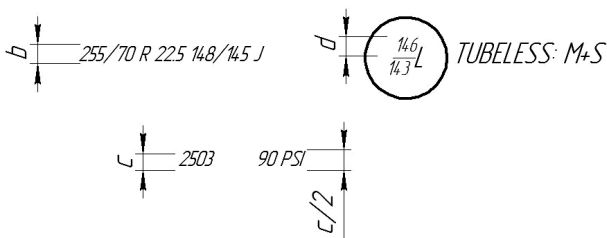
Высота индикаторов износа протектора определяется путём измерения разницы со стороны поверхности протектора между глубиной протектора в верхней точке индикатора износа и глубиной протектора вблизи боковины в основании индикатора протектора.

### 2.10.3. Требования к маркировке шин

На шинах должна быть нанесена маркировка (в случае симметричных шин на обеих боковинах; в случае асимметричных шин, по крайней мере, на их наружной боковине).

Маркировка шин должна содержать:

- фабричную или торговую марку шины;
- обозначение размера шины;
- указание конструкции (для шин диагональной конструкции маркировка не обязательна либо указывается буква D; для шин радиальной конструкции указывается буква R перед указанием диаметра обода и факультативно слово RADIAL (РАДИАЛЬНАЯЯ); для шин диагональноопоясанной конструкции ставится буква B перед маркировкой диаметра обода и слова BIAS BELTED; для шин радиальной конструкции, предназначенных для скоростей выше 240 км/ч, буква R может быть заменена на ZR;
- обозначение (или обозначения в соответствующих случаях) категории скорости;
- надпись M + S или M.S, или M&S в случае зимней шины;
- индекс несущей способности;
- слово TUBELESS (БЕСКАМЕРНАЯЯ) – для бескамерной шины;
- слово REINFORCED или EXTRA LOAD для усиленной шины;
- дату изготовления, состоящую из четырёх цифр, из которых первые две указывают неделю, а две последние – год изготовления;
- условный знак «U» диаметром не менее 20 мм или слово RE-GROOVABLE (ВОССТАНАВЛИВАЕМАЯЯ) наносится рельефными или выдавленными буквами на каждой из боковин шин, которые могут быть восстановлены;
- давление в шине, которое должно поддерживаться во время испытаний по определению прочности в зависимости от нагрузки и скоростей, при помощи индекса PSI;



Размер	Минимальная высота маркировок, мм	
	шин с номинальным диаметром обода <508 мм (код 20) либо с номинальной шириной профиля ≤ 235 мм (код 9)	шин с номинальным диаметром обода ≥ 508 мм (код 20) либо с номинальной шириной профиля > 235 мм (код 9)
b	6	9
c	4	
d	6	

**Рис. 2.51.** Схема маркировки шины

- надпись ET или ML, или MPT для шин специального назначения;
- буквы C или LT, или CP после маркировки диаметра обода и после обозначения шины, соответствующей конфигурации обода;
- надпись FRT (свободно крутящиеся шины) для шин, которые предназначены конкретно для эксплуатации на прицепах.

Схема маркировки, которая должна наноситься на шины, приведена на рис. 2.51. Далее дано пояснение к примеру, приведённому на схеме маркировки, определяющей шину:

- имеющую номинальную ширину профиля 255 мм;
- имеющую номинальное отношение высоты профиля к его ширине, равное 70;
- имеющую радиальную конструкцию (R);
- имеющую номинальный диаметр обода 572 мм, соответствующий коду 22,5;
- имеющую несущую способность 3150 кг для одиночной и 2900 кг для сдвоенной шины, соответствующую индексам нагрузки 148 и 145 в соответствии с предписаниями Правил № 54 ЕЭК ООН;
- рассчитанную на исходную скорость 100 км/ч, соответствующую обозначению категории J;
- предназначенную для использования, кроме того, на скорости 120 км/ч (категория скорости L) с несущей способностью 3000 кг для одиночной и 2725 кг для сдвоенной шины, соответствующую

индексам нагрузки 146 и 143 в соответствии с предписаниями Правил № 54 ЕЭК ООН;

- пригодную для установки без камер: TUBELESS (БЕСКАМЕРНАЯ);
- принадлежащую к категории использования «зимняя шина»: M + S;
- изготовленную в течение 25 недель 2003 г.;
- предназначенную для накачивания до давления 620 кПа при испытании на прочность в зависимости от нагрузки/скорости; для неё обозначение PSI = 90.

Для шин, соответствующих конфигурации обода А, маркировка должна наноситься, например, в следующем виде:

235 – 700 R 450A,

где 235 – номинальная ширина профиля, мм; 700 – внешний диаметр, мм; R – указание конструкции шины (радиальная); 450 – номинальный диаметр обода, мм; А – конфигурация посадки шины на обод.

Маркировка (индекс несущей способности, условное обозначение категории скорости, дата изготовления и пр.) приводятся в соответствии с общепринятым обозначением.

Размещение и порядок элементов маркировки, представляющей собой обозначение шины, должно быть следующими:

- обозначение размера, включающее в себя номинальную ширину профиля, номинальное отношение высоты профиля к его ширине, обозначение типа конструкции и номинальный диаметр обода должны группироваться, как указано в приведённом ранее примере: 255/70 R22,5;

- индекс (индексы) нагрузки и условное обозначение категории скорости должны располагаться непосредственно после обозначения размера шины;

- обозначения TUBELESS (БЕСКАМЕРНАЯ), REINFORCED (УСИЛЕННАЯ), M + S (зимняя), FRT (свободно крутящаяся шина) и другие могут проставляться отдельно от обозначения размера;

- дополнительные индексы несущей способности и обозначения дополнительной категории скорости должны указываться внутри круга рядом с индексами номинальной несущей способности и обозначением категории скорости, нанесёнными на боковине шины.

#### **2.10.4. Нормативы, регламентирующие требования к шинам и колёсам**

Предписаниями Правил ЕЭК ООН регламентируются требования:

- Правила № 30 ЕЭК ООН регламентируют технические требования к новым пневматическим шинам для легковых автомобилей



индивидуального пользования и их прицепов; они не распространяются на шины, предназначенные для оборудования автомобилей старых моделей, автомобилей для спортивных соревнований, движения со скоростями свыше 300 км/ч;

– Правила № 54 ЕЭК ООН регламентируют технические требования к новым шинам, предназначенные преимущественно, но не исключительно, для транспортных средств категорий  $M_2$ ,  $M_3$ ,  $N_1$ ,  $N_2$ ,  $N_3$ ,  $O_3$ ,  $O_4$ ; они не применяются к типам шин для транспортных средств, у которых конструктивная скорость менее 80 км/ч;

– Правила № 108 ЕЭК ООН регламентируют технические требования к производству шин с восстановленным протектором, предназначенных для установки на легковых автомобилях и их прицепах, эксплуатируемых на дорогах;

– Правила № 109 ЕЭК ООН регламентируют технические требования к производству шин с восстановленным протектором, предназначенных преимущественно, но не исключительно, для транспортных средств категорий  $M_2$ ,  $M_3$ ,  $N_1$ ,  $N_2$ ,  $N_3$ ,  $O_3$ ,  $O_4$ .

Время от времени главные производители шин пытаются представить новые, не радикально отличающиеся стандарты колёс, которые обладают лучшей управляемостью и устойчивостью, более комфортабельной ездой и особенно безопасностью при проколах шин.

Как уже кратко упоминалось, все основные (не аэродинамические) силы, действующие на автомобиль, действуют в пятнах контакта его шин, которые изменяют свою форму, когда изменяются силы. Симметрично при ускорении и торможении и несимметрично при повороте. Эта несимметричная деформация приводит к возникновению стабилизирующего момента, создаваемого пятном контакта, который стремится восстановить свою симметрию. Этот процесс водитель чувствует как стремление к самоцентрированию рулевого управления. Главная задача рисунка протектора шины, по крайней мере, при обычном движении по дороге, удалять воду из пятна контакта, чтобы получить достаточное сцепление на мокрой поверхности. Если вы сможете гарантировать, что никогда не встретите мокрую дорогу, «лысая» шина будет гораздо тише и прослужит дольше.

Соппротивление качению создаётся поглощением энергии, затем переходящей в тепло, из-за сжатия и растяжения блоков рисунка протектора, когда они проходят через пятно контакта. Вибрации, создающиеся в пятне контакта, проходят по протектору вокруг шины и производят шум. Посмотрев на эти многочисленные явления, которые происходят в постоянно изменяющемся участке резины размером в несколько квадратных дюймов, приходим к выводу, что многочисленные эксперты рассматривают математическую физику поведения шины в пятне контакта как наиболее сложную среди остальных областей техники.

Металлокордные радиальные шины долгое время были промышленным стандартом для всех транспортных средств небольшой грузоподъёмности. Недавние технические разработки сконцентрированы на уменьшении сопротивления качению шин с целью повышения топливной экономичности, увеличения сцепления, особенно на мокрой дороге и на уменьшении шума. Шум, создаваемый шинами, – одна из главных составляющих шумового эффекта, создаваемого автомобилем, уровень которого в настоящее время строго регламентируется для новых автомобилей, и сейчас наблюдаются определённые улучшения в этом направлении.

В отношении формы шины наблюдаются тенденции, направленные на уменьшение отношения высоты профиля шины к его ширине (выражается в %). Уменьшение этого отношения снижением высоты боковых стенок шины даёт возможность сделать колесо большего размера без увеличения общего диаметра шины. Это, например, может обеспечить дополнительное пространство для размещения большого, а значит, и более эффективного дискового тормоза. Это также обеспечивает более быструю реакцию шины на командные сигналы рулевого управления. Уменьшение деформации боковых стенок шины снижает количество выделяемого при этом тепла и обеспечивает безопасную работу при более высоких скоростях. С другой стороны, естественно страдает качество движения, а форма пятна контакта становится короче и шире. При этом обычно уменьшается стабилизирующий момент и ухудшается «чувство руля», если при этом не изменяется геометрия рулевого управления для компенсации этого эффекта. Эти недостатки сдерживают широкое применение сверхнизкопрофильных шин для автомобилей массового производства, которые обычно используют шины с отношением высоты к ширине профиля 60, 65, и 70%. Специальные высокоэффективные шины легковых автомобилей имеют очень низкие отношения – до 30%.

В 1990-е годы проявилась тенденция к широким шинам, особенно на спортивных и дорогих автомобилях. В большинстве случаев эта тенденция отражала скорее моду, чем техническую необходимость, и сегодня на многих автомобилях стоят более широкие шины, чем оптимальное, который выбрал бы инженер по шасси. Существует распространённое мнение, что чем шире шина, «тем больше резины на дороге», и таким образом улучшается сцепление с дорогой. В действительности количество резины на дороге – суммарной площади всех пятен контактов – зависит только от веса автомобиля и внутреннего давления в шинах. Автомобиль, весящий 2000 фунтов, с давлением в шинах 25 psi будет стоять на пятнах контакта 80 квадратных дюймов. Если установлены более широкие шины, а давление в них то же самое, форма пятна

контакта изменяется, становится короче и шире. Это не то, чего хотели бы инженеры по шасси для хорошего «чувства руля» и хорошей управляемости в условиях ограниченного сцепления. Единственный способ увеличить площадь контакта с дорогой – снизить давление в шинах, вот почему на практике в большинстве конкретных транспортных средств рекомендуемые давления для широких шин направлены на снижение. Следствием станет увеличение сопротивления качению и увеличение шума, не говоря уже о том горьком факте, что автомобилем станет менее приятно управлять.

Несмотря на почти универсальные ограничения скоростных режимов, индексы максимальной безопасной скорости шин постепенно возрастают. Индексы скорости шин имеют буквенное обозначение. Производители автомобилей всегда комплектуют свои автомобили шинами, чей индекс скорости выше, чем максимально возможная скорость автомобиля. Большинство шин для автомобилей среднего размера сейчас имеют индекс «Т» с максимальной скоростью 190 км/ч. Высший индекс скорости – Z – свидетельствует о том, что шина сконструирована для скоростей выше 240 км/ч, без установленного максимума. На европейском рынке после 1990 г. количество шин с очень высокими индексами скорости растёт (хотя и остаётся небольшим).

Ведущие шинные компании усиленно работают над снижением сопротивления качению шин для улучшения топливной экономичности. Даже при скорости 100 км/ч сопротивление качению составляет 20% всех сил сопротивления, действующих на автомобиль при его движении. Соотношение ещё больше на низких скоростях, когда резко снижается аэродинамическое сопротивление. Все шинные компании двигаются по сходным направлениям, разрабатывая новые материалы для протектора, которые поглощают меньше энергии при растяжении и сжатии, но тем не менее обеспечивают хорошее сцепление с поверхностью дороги. Эти исследования включают в себя такие аспекты, как молекулярная структура эластомеров, и проводятся с использованием суперкомпьютеров. Компаунды частично содержат силикон (заменяющий более привычную сажу), что улучшает характеристики шин, давая снижение сопротивления качению, и в то же время обеспечивают даже лучшее сцепление с дорожной поверхностью, особенно на мокрых поверхностях. Например, компания Michelin утверждает, что её серия «зелёных» шин, в зависимости от обстоятельств, снижает сопротивление качению на 35%, без потери сцепных свойств, при небольшом снижении давления в шине. Экономия в расходе топлива достигает 3...5%.

Растёт рынок специализированных шин, особенно для внедорожных автомобилей. Опытные водители внедорожников знают, насколько

ко важен выбор шин, а также, что для различных дорожных поверхностей, таких, как мягкий песок, глубокая грязь и мокрая трава, требуются различные рисунки протектора. Многие из агрессивных, разреженных рисунков протектора, применяемых на SUV, являются лучшим компромиссом для этих достойных условий.

Они также обладают большим сопротивлением качению и уровнем шума, когда используются на усовершенствованных покрытиях.

Другой специальной областью является «зимняя» шина. Хотя они часто имеют «внедорожный» рисунок протектора, для того чтобы врезаться в свежий снег и удалять его, их основная особенность заключается в другом составе резины протектора, который должен иметь хорошее сцепление с дорогой при отрицательных температурах. Улучшения, внесённые в конструкцию таких шин за последние годы, сделали менее популярными шипованные шины, даже в тех странах, где они разрешены к использованию (во многих странах и областях их не разрешается использовать из-за повреждения дорожных покрытий). Недостатком зимних шин является повышенный их износ, когда они эксплуатируются при температурах, значительно превышающих температуру замерзания. Автомобилисты в скандинавских и альпийских странах часто хранят два комплекта шин: один для зимы, а другой для лета, и дважды в год их меняют.

Обычно все автомобили имеют запасную шину и инструменты для замены колеса в случае прокола. Страх водителей перед возможностью прокола шины остаётся, несмотря на то, что по статистике на автомобиле в хорошем состоянии и не перегружаемом проколы сейчас случаются не чаще, чем после пробега 90 000 км и выше. Однако направление на применение более широких и больших колёс и шин создаёт проблемы в размещении запасного колеса, особенно в спортивных автомобилях. Это привело к созданию запасных колёс «докаток», которые имеют стандартный радиус, но делаются более узкими и способны выдерживать стандартную нагрузку (выдерживать различные скорости и боковые силы) за счёт поддержания более высокого внутреннего давления. Попытки широкого использования этой идеи значительно варьируются от страны к стране. Британские потребители, в частности, не принимают эту концепцию, и некоторые автомобили на британском рынке оборудуются полноразмерными запасными колёсами, которые выпирают из углублений, которые изначально были предназначены для «докаток». С течением времени ответ на эту проблему может найтись в применении безопасных шин.

**Безопасные шины.** «Непрокальваемые» шины были одной из главных целей автомобильной промышленности в течение большей

части столетия. Технические разработки включали в себя самогерметизирующиеся шины, шины, способные двигаться, даже когда прокалываются, и системы, предупреждающие водителя, когда падает давление в шине ниже определённой величины (любая шина, способная работать после прокола, должна иметь такую систему предупреждения). Интерес к этим концепциям остаётся устойчивым, и недавние исследования и разработки сконцентрировались на создании шин «gun flat», остающихся работоспособными в спущенном состоянии. Такие шины должны с целью безопасности удерживаться на ободе колеса и обеспечивать достаточное (хотя и уменьшенное) сцепление с дорогой и возможность управления автомобилем, чтобы осталась возможность проехать определённое расстояние с ограниченной скоростью, для того чтобы дать возможность водителю доехать до ремонтной мастерской. Команды, разрабатывающие такие шины, предпочитают называть их шинами «расширенной мобильности», а не шинами «gun flat».

Концепция шин «gun flat» могла бы остаться продукцией высокой стоимости, предназначенной для нескольких специализированных рынков, таких, как автомобили служб безопасности, если бы в США не появился потенциально массовый рынок. Люди из некоторых областей страны стали проявлять озабоченность, что остановка в дороге для замены колеса может сделать их заманчивой целью для преступников. Компания Michelin быстро изготовила модифицированную версию стандартной шины MXV4 ZP (zero pressure – нулевое давление) с тяжёлыми усиленными боковинами, которые могут выдерживать вес одного угла автомобиля при пробеге 80 км со скоростью 90 км/ч – наиболее распространённое ограничение скорости в США. Потеря давления в шине не приводит к потере возможности управления автомобилем. Компания Goodyear сразу же выпустила шину EMT, использующую те же принципы, но предлагающую больший пробег в спущенном состоянии и лучшее поведение автомобиля, благодаря тому, что эти требования были заложены изначально при её проектировании. В действительности, обе шины, ZP и EMT, в случае прокола становятся вдвое более узкими, твёрдыми резиновыми колёсами. В обычных условиях они не могут быть демонтированы с обода, а их характеристики в спущенном состоянии определяются детальной конструкцией их боковин. К сожалению, они имеют несколько увеличенный вес за счёт увеличения толщины и веса боковин.

В 1997 году компания Michelin объявила о создании принципиально новой шины PAX, первоначально называвшейся PAV (Pneu Ascrocchee Verticale – вертикально оседающая шина). Шина PAX имеет внутри усиленное кольцо, на которое опирается спущенная шина, и её пробег в таком состоянии составляет до 160 км (хотя остаётся ограни-

чение скорости до 88 км/ч). Шина PAX имеет и дополнительные преимущества при работе в нормальном, не спущенном состоянии, такие, как сопротивление прокалыванию, лучшее сцепление с мокрой дорогой, лучшая управляемость и плавность хода. Большим недостатком шины PAX является то, что она устанавливается на колёсный обод совершенно новой конструкции и не может быть взаимозаменяемой с обычными шинами. В результате она встретилась со сложной задачей: как и многие разработки в конструкции шасси. Через четыре года после своего появления шина PAX только сейчас находит первое применение в серийном производстве автомобилей.

Непрокальваемая шина, в отличие от «gun flat»-шины, кажется не больше, чем технический мираж, и понятно одно: разработка шины, которая может удовлетворительно работать в обычных условиях, а кроме этого, быть защищённой от неправильного использования (бордюрного камня, работе в спущенном состоянии и перегруженной и т.д.) производит на большинство специалистов впечатление беспричинного и невозможного вызова.

Одним из часто упоминаемых достоинств шин, позволяющих двигаться в спущенном состоянии, является то, что они дают возможность обойтись без запасного колеса, сэкономяв вес и пространство в автомобиле. Однако изучение потребительского спроса показывает, что собственники автомобилей неохотно воспринимают идею отказа от психологической уверенности, которую даёт запасное колесо, даже если есть уверенность, что можно доехать на проколоте колесе. Потребителей, кажется, меньше поражает концепция, которая даёт возможность иметь четыре колеса в автомобиле, вместо существующих пяти.

Michelin и Goodyear подчеркнули, что шины PAX и EMT будут устанавливаться на автомобили только совместно с системой, предупреждающей водителя о падении давления в шине, чтобы избежать ситуации, когда водитель долгое время не подозревает, что из шины вышел воздух. Даже без специальных шин такие системы представляют значительную ценность, потому что многие повреждения шин (особенно опасны разрывы шин) могут привести к большому пробегу шины с давлением, существенно меньшим, чем рекомендуемое. Давление может быть сниженным, даже если шина не выглядит сильно просевшей и без значительного влияния на управление и «чувство руля», во всяком случае, для среднего водителя. Даже при половинном давлении при движении по шоссе с обычной скоростью такая шина быстро перегреется и становится серьёзной опасностью взрыва. Эта опасность сильно увеличивается, если до этого шина пострадала от повреждений боковины от бордюрного камня, а многие шины име-

ют такие повреждения, даже если снаружи они не заметны. Соответствующая система предупреждения о падении давления значительно снизит этот риск и, возможно, расширит среднюю дистанцию между повреждениями больше, чем до 100 000 км. В последних моделях Renault предлагаются такие системы, начиная с Renault Laguna II, появившиеся в конце 2000 г. В этой системе используется датчик и передатчик, которые были разработаны при сотрудничестве с компанией Michelin.

## 2.11. ТРЕБОВАНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ К УПРАВЛЯЕМОСТИ, УСТОЙЧИВОСТИ, КОЛЁСАМ И ШИНАМ В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

ГОСТ Р 51709–2001 «Автотранспортные средства. Требования безопасности к техническому состоянию и методы проверки» устанавливает [2]:

- требования к техническому состоянию автотранспортных средств (АТС);

- предельно допустимые значения параметров технического состояния АТС, влияющих на безопасность дорожного движения и состояние окружающей среды;

- методы проверки технического состояния АТС в эксплуатации.

Применительно к рассматриваемой проблеме влияния устойчивости и управляемости на безопасность движения, далее рассмотрим положения данного стандарта в отношении тех узлов и агрегатов (рулевое управление, шины и колёса), эксплуатационное состояние которых в наибольшей степени отражается на изменении устойчивости и управляемости АТС.

### 2.11.1. Требования к рулевому управлению

Изменение усилия при повороте рулевого колеса должно быть плавным во всём диапазоне угла его поворота. При этом максимальный поворот рулевого колеса должен ограничиваться только устройствами, предусмотренными конструкцией АТС.

Эти требования проверяют на неподвижном АТС при работающем двигателе посредством поочередного поворота рулевого колеса на максимальный угол в каждую сторону.

Самопроизвольный поворот рулевого колеса с усилителем рулевого управления от нейтрального положения при неподвижном состоянии АТС и работающем двигателе не допускается.

Это проверяется наблюдением за положением рулевого колеса на неподвижном АТС с усилителем рулевого управления после установки рулевого колеса в положение, примерно соответствующее прямолинейному движению, и пуска двигателя.

Суммарный люфт в рулевом управлении не должен превышать предельных значений, указанных изготовителем АТС в эксплуатационной документации, или, если такие значения изготовителем не указаны, следующих предельных допустимых значений:

- легковые автомобили и созданные на базе их агрегатов грузовые автомобили и автобусы –  $10^\circ$ ;
- автобусы –  $20^\circ$ ;
- грузовые автомобили –  $25^\circ$ .

Данное требование проверяют на неподвижном АТС с использованием приборов для определения суммарного люфта в рулевом управлении, фиксирующих угол поворота рулевого колеса, и начале поворота управляемых колёс. Управляемые колёса должны быть предварительно приведены в положение, примерно соответствующее прямолинейному движению, а двигатель АТС, оборудованный усилителем рулевого управления, должен работать. Рулевое колесо поворачивают до положения, соответствующего началу поворота управляемых колёс АТС в одну сторону, а затем в другую сторону до положения, соответствующего началу поворота управляемых колёс в противоположную сторону. При этом измеряют угол между указанными крайними положениями рулевого колеса, который является суммарным люфтом в рулевом управлении.

Подвижность рулевой колонки в плоскостях, проходящих через её ось, рулевого колеса в осевом направлении, картера рулевого механизма, деталей рулевого привода относительно друг друга или опорной поверхности не допускается. Резьбовые соединения должны быть затянуты и зафиксированы. Люфт в соединениях рычагов поворотных цапф и шарнирах рулевых тяг не допускается. Устройство фиксации положения рулевой колонки с регулируемым положением рулевого колеса должно быть работоспособно.

Проверяется это органолептически на неподвижном АТС при неработающем двигателе путём приложения нагрузок к узлам рулевого управления и простукивания резьбовых соединений. Осевое перемещение, качание рулевого колеса и рулевой колонки производят путём приложения к рулевому колесу знакопеременных сил в направлении оси рулевого вала и в плоскости рулевого колеса перпендикулярно к колонке, а также знакопеременных моментов сил в двух взаимоперпендикулярных плоскостях, проходящих через ось рулевой колонки. Взаимные перемещения деталей рулевого привода, крепление картера



рулевого механизма и рычагов поворотных цапф проверяют посредством поворота рулевого колеса относительно нейтрального положения на 40 – 60° в каждую сторону и приложением непосредственно к деталям рулевого привода знакопеременной силы. Для визуальной оценки состояния шарнирных соединений используют стенды для проверки рулевого привода. Работоспособность устройства фиксации положения рулевой колонки проверяют посредством привлечения его в действие и последующего качания рулевой колонки при её зафиксированном положении путём приложения знакопеременных усилий к рулевому колесу в плоскости рулевого колеса перпендикулярно к колонке во взаимно перпендикулярных плоскостях, проходящих через ось рулевой колонки.

Натяжение ремня привода насоса усилителя рулевого управления и уровень рабочей жидкости в его резервуаре должны соответствовать требованиям, установленным изготовителем АТС в эксплуатационной документации. Подтекание рабочей жидкости в гидросистеме усилителя не допускается.

Проверяется измерением натяжения ремня привода насоса усилителя рулевого управления на неподвижном АТС с помощью специальных приборов для одновременного контроля усилия и перемещения или с использованием линейки и динамометра с максимальной погрешностью не более 7%.

### **2.11.2. Требования к шинам и колёсам**

Техническое состояние шин в процессе эксплуатации интенсивно изменяется. Износ протектора является основным видом разрушения шины. Уменьшение остаточной высоты протектора предоставляет опасность как из-за увеличения вероятности повреждения шины острыми предметами, так и ухудшения сцепных свойств [1].

Неоднородность сцепления колёс автомобиля с полотном дороги из-за неравномерного износа шин могут за счёт перераспределения боковых реакций создать поворачивающий момент, который может вызвать смещение, занос или разворот автомобиля. Коэффициент  $k_{ув}$  у полностью изношенных шин на 50 – 70% больше, чем у новых. Поэтому транспортное средство с установленными на передний мост изношенными шинами, получая излишнюю поворачиваемость, становится источником повышенной опасности движения.

Неотремонтированные механические повреждения шин (порезы, проколы, разрывы, отслоения протектора) могут привести к опасным последствиям. Потеря жёсткости шины при разрушении каркаса, повреждения боковины, эксплуатации на пониженном давлении воздуха,

приводит к резкому росту угла между направлением движения и плоскостью, проходящей через ось катящегося колеса. На повороте это может привести к боковому уводу всего автомобиля. В случае уменьшения давления в шине одного из управляемых колёс увеличивается её сопротивление качению и уменьшается поперечная жёсткость, что вызывает отклонение автомобиля в сторону шины с уменьшенным давлением. При резком возникновении излишней поворачиваемости автомобиля, двигающегося с критической скоростью, достаточно небольшого изменения поперечной силы, чтобы нарушилась прямолинейность движения и возросла вероятность ДТП.

Предельные значения остаточной высоты протектора и допустимые отклонения давления в шинах нормируются по требованиям безопасности отдельно по категориям транспортного средства. Согласно ГОСТ Р 51709–2001 высота рисунка протектора шин должна быть не менее:

- для легковых автомобилей и прицепов к ним – 1,6 мм;
- грузовых автомобилей и прицепов (полуприцепов) – 1,0 мм;
- автобусов – 2,0 мм;
- для прицепов и полуприцепов – та же, что и для тягачей, с которыми они работают.

Его проверяют путём измерения остаточной высоты рисунка протектора шин с помощью специальных шаблонов или линейки.

Высоту рисунка при равномерном износе протектора шин измеряют на участке, ограниченном прямоугольником, ширина которого не более половины ширины беговой дорожки протектора, а длина равна 1/6 длины окружности шины (соответствует длине дуги, хорда которой равна радиусу шины), расположенной посередине беговой дорожки протектора, а при неравномерном износе – на нескольких участках с разным износом, суммарная площадь которых имеет такую же величину.

Высоту рисунка измеряют в местах наибольшего износа протектора, но не на участках расположения индикаторов износа, полумостиков и ступенек у основания рисунка протектора.

Предельный износ шин, имеющих индикаторы износа, фиксируют при равномерном износе рисунка протектора по появлению одного индикатора, а при неравномерном износе – по появлению двух индикаторов в каждом из двух сечений колеса.

Высоту рисунка протектора шин, имеющих сплошное ребро по центру беговой дорожки, измеряют по краям этого ребра.

Высоту рисунка протектора шин повышенной проходимости измеряют между грунтозацепами по центру юга в местах, наименее удалённых от центра беговой дорожки, но не по уступам у основания грунтозацепов и не по полумостикам. Шина не пригодна к эксплуатации при:

– наличии участка беговой дорожки приведённых выше размеров, высота рисунка протектора по всей длине которого меньше указанной нормативной;

– появлении одного индикатора износа (выступа по дну канавки беговой дорожки, высота которого соответствует минимально допустимой высоте рисунка протектора шин) при равномерном износе или двух индикаторов в каждом из двух сечений при неравномерном износе беговой дорожки.

Двоенные колёса должны быть установлены так, чтобы вентиляционные отверстия в дисках были совмещены для обеспечения возможности измерения давления воздуха и подкачивания шин. Не допускается замена золотников заглушками, пробками и другими приспособлениями.

Шины разного конструктивного исполнения и различного рисунка протектора, а также восстановленные неодинаково ведут себя при манёвре. При установке шин, местные повреждения которых устранены наложением манжет, или высота протектора частично восстановлена круговой проточкой, возникают значительные знакопеременные нагрузки из-за дисбаланса. Однако детали колеса также изготовлены с определёнными допусками и поэтому в общем случае колесо несимметрично и неуравновешено [1].

Суммарная неуравновешенность колеса складывается из неуравновешенности шины (55 – 75%), металлических элементов колеса (20 – 25%) и ступицы с тормозным барабаном (10 – 30%).

В целом различают статическую, моментную, динамическую и комбинированную неуравновешенность (дисбаланс).

В случае статически неуравновешенного колеса оно уравнивается одной массой, расположенной в продольной центральной плоскости колеса.

В процессе качения неуравновешенная масса  $m_n$  создаёт дополнительную центробежную силу  $\Delta P_{цк}$ , которая растёт пропорционально квадрату угловой скорости  $\omega$  вращения колеса вокруг силовой оси:  $\Delta P_{цк} = m_n \omega^2 r_n$ , где  $r_n$  – расстояние оси вращения колеса до неуравновешенной массы.

При вращении колеса непрерывно меняется положение неуравновешенной массы и направление действия центробежной силы. Зависимости вертикальной и горизонтальной составляющей центробежной силы времени имеют синусоидальный характер:  $\Delta P_{цкx} = \Delta P_{цкz} = \Delta P_{цк} \sin \omega t$ .

Вертикальная составляющая влияет на перераспределение вертикальных нагрузок. Горизонтальная составляющая стремится в центральной плоскости колеса, перпендикулярной оси шкворня, повернуть колесо сначала в одном, потом в другом направлении на плече  $l_{cp}$ , создавая на управляемом колесе момент дисбаланса:  $M_{дл} = \Delta P_{цк} \sin \omega t l_{cp}$ .

Наиболее неблагоприятный случай, когда моменты дисбалансов на левом и правом управляемых колёсах смещены по фазе на угол  $180^\circ$ .

При моментном дисбалансе ось вращения колеса и его главная центральная ось инерции пересекаются в центре масс колеса. Такой вид дисбаланса обусловлен неравномерностью распределения массы по ширине колеса. В этом случае неуравновешенная масса приводится к двум массам. При вращении колеса в местах расположения возникают центробежные силы. Эти силы, действуя в противоположных направлениях, создают пару сил, момент которой равен:  $M_H = \Delta P_{цкс} a = \Delta P_{цкс} a$ , где  $a$  – расстояние между плоскостями дополнительных центробежных сил.

Наиболее общий случай – случай динамического дисбаланса, при котором ось вращения колеса и его главная центральная ось инерции пересекаются не в центре масс или перекрещиваются (т.е. это случай одновременного проявления статической и моментной неуравновешенности).

Автомобиль в зависимости от величин торцевого и радиального биения колёс может иметь разные показатели устойчивости и поворачиваемости. Периодические колебания неуравновешенных центробежных сил колёс с большой амплитудой с разных сторон от оси вращения приводят к потере управляемости.

В соответствии с ГОСТ 19534–74 биение шин не должно превышать:

- для радиальных шин с посадочным диаметром 13 и 14 дюймов – радиальное 1,0 мм, торцевое 1,5 мм;
- радиальных шин с посадочным диаметром 15 дюймов – радиальное 1,5 мм, торцевое 2,0 мм;
- диагональных шин – радиальное 2,0 мм, торцевое 3,0 мм.

Предельный дисбаланс колеса в сборе у автомобилей категории  $M_1$  не должен превышать 0,3 Н·м (после балансировки  $\leq 0,05$  Н·м), а у грузовых автомобилей – 1,15 Н·м (после балансировки 0,2...0,3 Н·м). Кроме требований к дисбалансу в Правилах приведены указания по комплектации ТС новыми и восстановленными шинами, порядок приращения шин с шипами и цепями противоскольжения.

Одним из важных требований безопасности к колёсам является прочность дисков и надёжность их крепления на ступицах. В практике расследований ДТП известны примеры потери устойчивости автомобиля при отсоединении от оси колеса и колёсного узла, включающего колесо, ступицу и тормозной барабан. Обрыв составных частей колесного узла обычно происходит вследствие ускоренного разрушения резбового соединения осевыми силами из-за повышенного люфта, возникающего при нарушении затяжки крепёжных деталей (самоотво-

рачивание, срыв резьбы, отсутствие требуемого количества элементов крепления). Недопустимым по требованиям безопасности является:

- отсутствие хотя бы одного болта или гайки крепления дисков и ободьев колёс, а также ослабление их затяжки;
- наличие трещин на дисках и ободах колёс, следов их устранения сваркой;
- видимые нарушения формы и размеров крепёжных отверстий в дисках колёс.

## 2.12. ИНФОРМАТИВНОСТЬ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

Информативность – это понятие рассматривается как свойство транспортного средства обеспечивать участников движения необходимой информацией.

Водитель в процессе движения получает информацию от управляемого им транспортного средства (внутренняя информативность) и одновременно от транспортных средств, находящихся в его поле зрения (внешняя информативность).

Водитель должен постоянно воспринимать большой объём информации о характере и режиме движения всех его участников, о состоянии и параметрах дороги, о состоянии окружающей среды и наличии средств регулирования, о состоянии узлов и агрегатов автомобиля. Водитель в процессе восприятия огромного потока информации должен не только обнаружить её, но и переработать, провести анализ, принять соответствующее решение и на основании принятого решения произвести действия. Весь процесс от восприятия до совершения действия требует определённых затрат времени, которого зачастую может не хватить, если учесть быстроту изменения дорожно-транспортной ситуации. В этом случае водитель может совершить неправильные действия в результате следующих причин:

- недостатка (дефицит) времени на весь процесс восприятия информации (например, объект обнаружен, однако ДТП предотвратить не удалось, так как не реализованы остальные этапы: переработка информации, анализ и т.д.);
- ошибки в интерпретации исходной информации (псевдоинформация). Например, красный сигнал указателя поворота автомобиля принят за сигнал торможения;
- ошибки в проведении ситуационного анализа при правильной интерпретации (например, водитель при приближении к перекрёстку решил, что горящий жёлтый сигнал светофора изменится на зелёный, однако включился красный);

- неверно принятого решения (например, вместо манёвра, единственно необходимого в данной дорожно-транспортной ситуации, водитель принимает решение экстренно тормозить);
- ошибочного действия (например, принято правильное решение провести экстренное торможение, однако водитель ошибочно нажимает на педаль управления подачей топлива, увеличивая тем самым скорость движения автомобиля).

Следовательно, необходимо отметить, что безопасность движения во многом зависит от количества и качества воспринимаемой водителем информации.

Информативность – свойство автомобиля, обеспечивающее динамическое функционирование системы «водитель–автомобиль–дорога–среда» (ВАДС), приведённой на рис. 2.52.

Информативность является одним из эксплуатационных свойств автомобиля, определяющих его безопасность.

Информативность может быть визуальной, звуковой и тактильной.

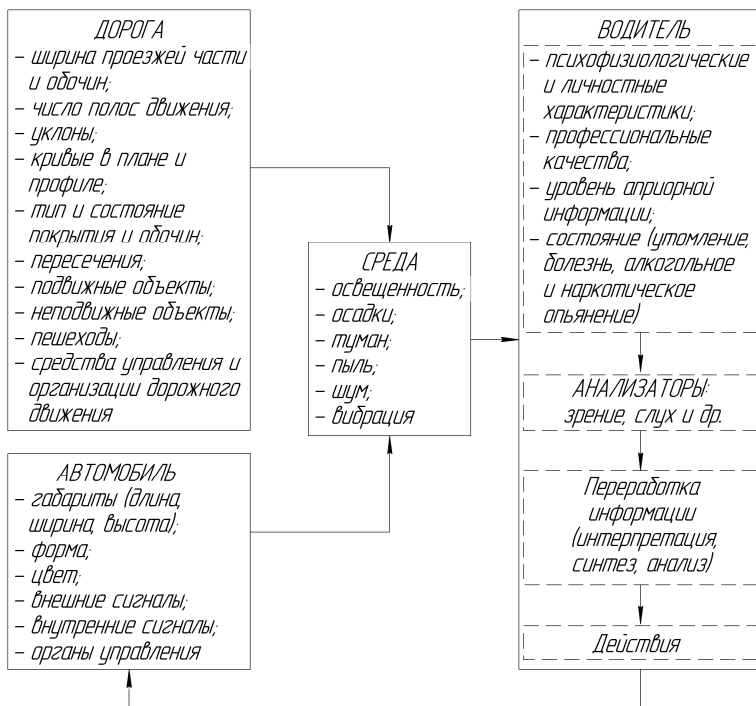


Рис. 2.52. Система «ВАДС»

### 2.12.1. Внешняя визуальная информативность

Внешняя визуальная информативность транспортного средства включает:

- пассивную информативность, определяемую как потенциальные свойства транспортного средства передавать информацию без затрат энергии. К ним относятся: форма, размеры, цвет кузова и световозвращающие (катафотирующие) устройства, устанавливаемые на транспортное средство;

- активную информативность, определяемую как потенциальные свойства транспортного средства передавать информацию с определёнными энергетическими затратами. К ним относятся системы освещения, световая и звуковая сигнализации.

Цветографические свойства транспортных средств должны обладать:

- сигнальностью – эффективным зрительным выделением из потока;
- опознаваемостью – обозначением при помощи цвета, маркировки и графики назначения;
- психофизиологической комфортностью – отсутствием нарушений психофизиологических характеристик наблюдателя при длительном воздействии цвета на его зрение.

Одним из требований, предъявляемых к транспортному средству, является обеспечение необходимого контраста между его цветом и цветом окружающей среды. Так, например, зелёный автомобиль в весенний и летний периоды, серый и коричневый в осенний период, белый в зимний период может не только не создавать необходимого контраста, но полностью слиться с цветом окружающей среды. Автомобили, окрашенные в яркие светлые тона, по данным статистики, реже попадают в ДТП, чем такие же автомобили, имеющие маскировочную окраску – чёрную, серую, коричневую, зелёную, синюю. Поэтому с позиций сигнальности предпочтительнее окрашивать транспортные средства в яркие цвета – оранжевый, жёлтый, красный, белый. Однако в процессе длительного воздействия на зрение цвета вызывают физиологические процессы, утомляющие водителя. В этой связи целесообразно окраску автомобиля осуществлять по принципу выделения предупредительного цвета в соответствующей цветовой гармонии. Например, выбрать в качестве одного из предупредительных цветов красный, оранжевый или жёлтый и нанести полосы этого цвета на переднюю, заднюю и боковые поверхности кузова. Можно предложить семь цветовых групп с набором оттенков: жёлтая, фиолетовая, чёрная, зелёная, синяя, белая, средне-серая.

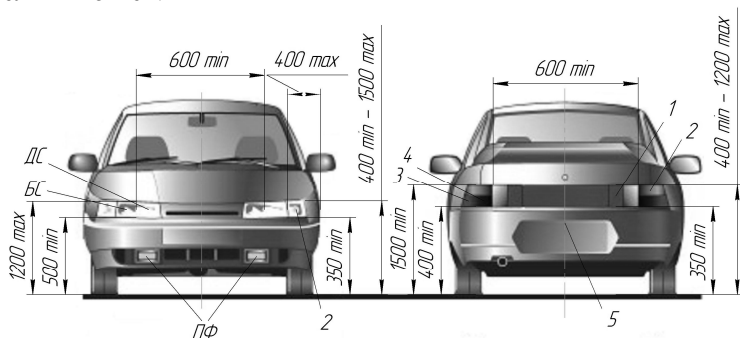
Световозвращатели – это устройства, отражающие падающий на них световой поток в направлении источника света. Световозвращате-

ли согласно международным и отечественным стандартам предназначены для обозначения габаритов транспортного средства в тёмное время суток в результате отражения света, излучаемого источником, находящимся вне этого транспортного средства.

Основную часть внешней визуальной информации в любое время суток водитель получает за счёт работы внешних световых приборов транспортного средства, количество, расположение и назначение которых для категорий М, N, О и L устанавливается в более чем двух десятках международных и национальных стандартах. Внешние световые приборы конструктивно разделяются по назначению [1].

Внешние световые приборы воспроизводят значительный набор сигналов для идентификации транспортного средства и возможных дорожных ситуаций. С целью гарантированного различия разных информационных сообщений используется система кодирования, обеспечивающая водителю правильную оценку и прогнозирование развития дорожно-транспортной ситуации. Кодифицирующими элементами световых приборов являются: количество одновременно работающих световых приборов транспортного средства; расстояние между одновременно работающими световыми приборами; цвет излучаемого света; интенсивность излучения в пределах одного цвета; форма светоизлучающей поверхности; режим работы светового прибора.

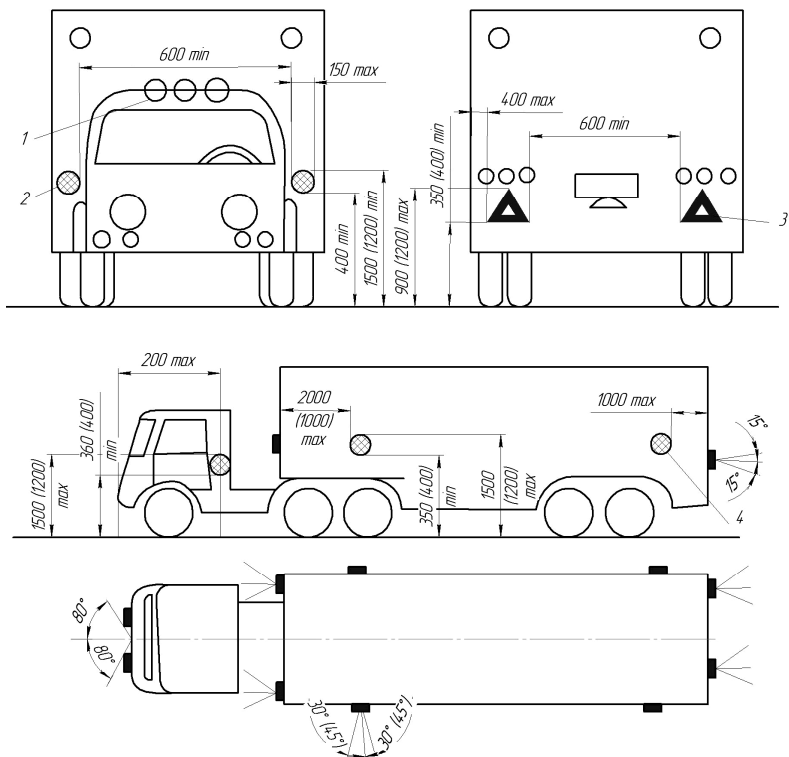
Требования к размещению устройств освещения и сигнализации на транспортное средство установлены ГОСТ Р 41.48–2004 (Правила № 48 ЕЭК ООН). На рисунках 2.53 и 2.54 показано размещение обязательного комплекта световых приборов, световозвращателей и опознавательных огней.



**Рис. 2.53. Размещение обязательного комплекта световых приборов на передней и задней частях автомобиля:**

БС – фары ближнего света; ДС – фары дальнего света; ПФ – противотуманные фары; 1 – световозвращатели; 2 – указатели поворота; 3 – габаритные огни; 4 – сигналы торможения; 5 – фонарь освещения номерного знака





**Рис. 2.54. Размещение и углы видимости световозвращателей и опознавательных огней автопоезда**

### **2.12.2. Осветительные и светосигнальные приборы**

Принцип действия всех световых приборов основан на преобразовании электрической энергии источника питания в световой пучок требуемой структуры и спектра [1].

Основным узлом светового прибора, в котором происходит это преобразование, является оптический элемент, который состоит из отражателя, рассеивателя и лампы. Отражатель формирует направление потока света от лампы, рассеиватель за счёт специальных призм и линз на поверхности перераспределяет энергию пучка в соответствующих направлениях. Это возможно, когда лампа находится в предусмотренном конструкцией положении.

Поэтому по требованиям безопасности, с целью исключить при замене лампы изменение структуры и энергетических характеристик

светового пучка фары, размеры и расположение нитей лампы нормируются национальными и международными стандартами. Для обеспечения неизменного положения лампы относительно отражателя и рассеивателя взаимозаменяемые лампы имеют одну форму и обозначение цоколей.

Структура светового пучка фары – организованная совокупность направлений излучения света, интенсивность которого вдоль одних направлений задана требованием обеспечения гарантированной заметности конкретного препятствия, а вдоль других – ограничена требованием гарантированного исключения ослепления встречного водителя на определённом расстоянии от фары.

Структура светового пучка светосигнального прибора – организованная совокупность направлений излучения света, интенсивность которого вдоль одних направлений задана требованием гарантированной заметности огня в пределах пространства разрешённого расположения наблюдателя и одновременно ограничена требованием гарантированного исключения его ослепления на минимально разрешённой безопасной дистанции.

Из приведённых определений следует, что основным принципиальным отличием осветительного и светосигнального приборов является восприятие излучаемого света наблюдателем.

При работе осветительного прибора (фары) световой пучок воспринимается глазом участника движения опосредованно (после отражения от дороги или от объектов дорожной обстановки). При работе светосигнального прибора (фонаря) наблюдатель воспринимает световой поток непосредственно. Это деление условно и обусловлено местом нахождения участника движения. Например, фары можно считать как осветительным, так и светосигнальным прибором, потому что водитель и пассажиры автомобиля, на котором они установлены, воспринимают их свет опосредованно, а встречные водители и пешеходы – непосредственно.

Для обеспечения видимости дороги на автомобильной технике применяются фары дальнего и ближнего света, противотуманные, фары-прожекторы и маскировочные фары. Они различаются по принципу светораспределения и конструктивным особенностям.

В фарах дальнего и ближнего света наибольшее распространение получили американская и европейская системы асимметричного светораспределения.

### **2.12.3. Фары дальнего и ближнего света**

*Фары дальнего света* в американской и европейской системах не имеют принципиальных различий. Видимость обеспечивается сравнительно узким световым пучком, направленным вдоль дороги по на-

правлению движения автомобиля. С этой целью спираль лампы, обычно дугообразной формы, располагается в фокусе глубокого отражателя с углом охвата  $2\varphi > 180^\circ$ , и выходящий пучок почти параллельных лучей света несколько преобразуется рассеивателем.

Так как фары дальнего света освещают дорогу под очень малым углом, то угол рассеяния в вертикальной плоскости преломляющей системой почти не увеличивается и составляет около  $5^\circ$ . Линзы и призмы рассеивателя отклоняют часть отражённых лучей так, чтобы максимальная сила света сосредоточивалась в верхней зоне светового пучка, а нижняя его часть развёртывалась в горизонтальной плоскости примерно до  $18 - 20^\circ$ . При таком распределении света в соответствии с законом квадратов расстояний создаётся весьма равномерная освещённость поверхности дороги на большом расстоянии перед автомобилем, а также достаточная освещённость обочин и дорожных знаков.

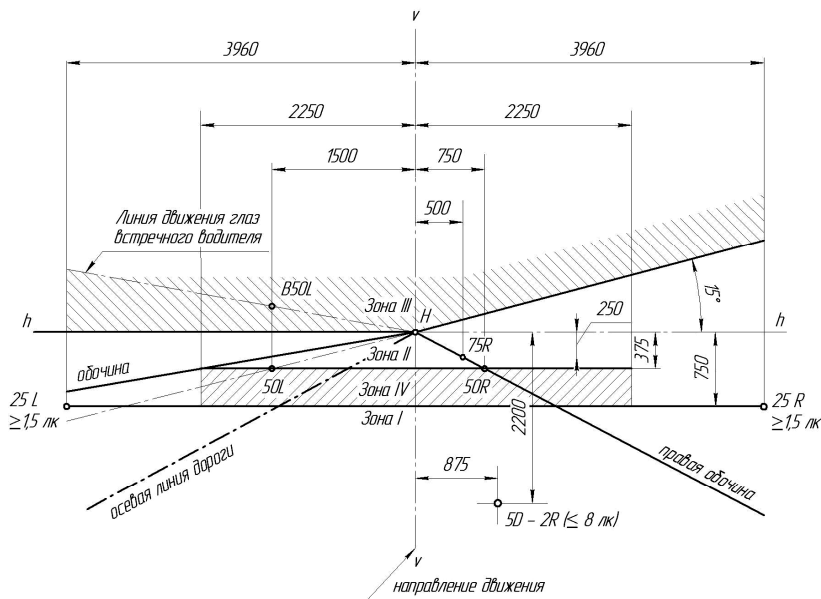
Светораспределение фар при дальнем свете согласно Правилам № 1 ЕЭК ООН и ГОСТ Р 41.1-99 оценивается по освещённости в контрольных точках измерительных экранов.

*Фары ближнего света* используются для освещения дороги впереди автомобиля при разъездах с целью минимального ослепления водителей встречного транспорта. Эта задача в европейской и американской системах светораспределения решается принципиально различными методами.

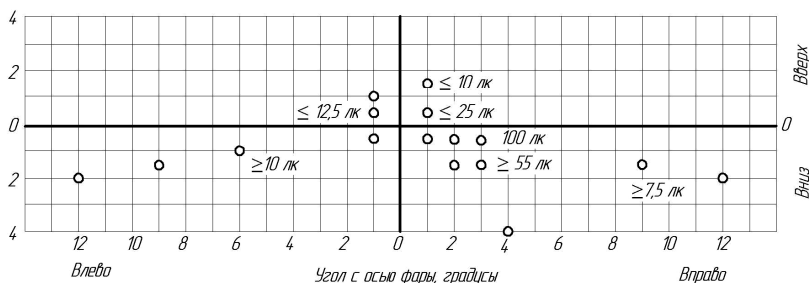
В фарах европейского типа отражательная оптическая система расфокусирована в продольном направлении – спираль лампы цилиндрической формы расположена вдоль оптической оси и смещена относительно фокуса вперёд. Кроме того, спираль ближнего света снизу закрывается непосредственно в лампе корытообразным экраном, преграждающим путь лучам на нижнюю половину отражателя. Левый край экрана скошен вниз под углом  $15^\circ$  и открывает сектор нижней половины отражателя, от которого часть светового потока лампы отражается в направлении правой стороны дороги несколько вверх.

Рассеиватель своей верхней половиной упорядочивает светораспределение. Нижняя – меньшая часть рассеивателя при ближнем свете не используется, а участвует в формировании светового пучка только при включении спирали дальнего света.

Благодаря указанным особенностям оптической системы при ближнем свете фары световой пучок имеет сверху чёткую светотеневую границу, левая часть которой располагается горизонтально и чуть ниже линии горизонта, а правая – поднимается вверх под углом  $15^\circ$  (рис. 2.55, а). Следовательно, при таком распределении свет на глаза водителей встречного транспорта не попадает.



а)



б)

**Рис. 2.55. Измерительный экран ближнего света:**

а – европейской системы светораспределения;

б – американской системы распределения

Для уменьшения ослепления почти во всех фарах перед лампой закрепляется экран, перекрывающий выход неотражённого света от спиралей.

Светораспределение оценивается по освещённости в контрольных точках и зонах измерительного экрана с изображением перспективы дороги (рис. 2.55, а). Согласно Правилам № 1 ЕЭК ООН и

ГОСТ Р 41.1–99 фара устанавливается на расстоянии 25 м от экрана так, чтобы левая часть светотеневой границы проходила ниже линии горизонта  $h-h$  на 250 мм.

Зона IV – это участок дороги перед автомобилем на расстоянии 25...50 м с освещённостью в любой точке не менее 2 лк. Точки 50R и 75R лежат на правой обочине дороги на расстоянии 50 м и 75 м от автомобиля. Освещённость в точке 50R должна быть не менее 12 лк, а в точке 75R – не менее 8 лк. В зоне III освещённость очень малая – не более 0,7 лк, а в точке B50L, которая соответствует положению глаз водителя встречного автомобиля на удалении 50 м, освещённость должна быть не более 0,3 лк. Фактические показатели выпускаемых фар лучше, и в большинстве случаев превышают нормы ЕЭК.

Таким образом, большая сила света в направлении правой стороны дороги обеспечивает достаточную освещённость объектов на ней, и в то же время очень малая освещённость в зоне III, где могут находиться глаза встречных водителей, способствует уменьшению ослепления.

В оптических элементах с американской системой светораспределения применена поперечная расфокусировка – спираль ближнего света, имеющая цилиндрическую форму, расположенная поперёк оптической оси и смещённая относительно фокуса вверх и влево по ходу движения автомобиля. В данном случае лучи, отражённые вершинной частью отражателя, отклоняются вниз и вправо, а лучи от крайней кольцевой зоны – вверх и влево. Рассеиватель должен значительно изменить структуру светового пучка и сильно отклонить краевые лучи, направив их вниз и вправо, что усложняет его конструкцию и повышает требования к точности изготовления. Благодаря расфокусировке и действию рассеивателя формируется асимметричный световой пучок: наибольшая сила света направляется на правую сторону дороги и обочину, а сила света, вызывающая ослепление, по возможности ослабляется. Сила света от центра пучка к его краям убывает постепенно без резких переходов, что способствует уменьшению ослепления водителей встречных автомобилей. Чтобы снизить ослепление неотражённым светом, исходящим от спирали, внутри лампы перед спиралью устанавливается экран. Поскольку при ближнем свете работает вся поверхность рассеивателя, то при совмещении в одной фаре дальнего и ближнего света невозможно достичь одинаково высоких показателей светораспределения.

Светораспределение при ближнем свете оценивается по силе света в направлении контрольных точек измерительного экрана в соответствии со стандартом SAE, а у фар, выпускаемых в России, – соглас-

но ГОСТ Р 41.1–99 по освещённости в контрольных точках экрана, установленного на расстоянии 10 м от фары (рис. 2.55, б).

При сравнении рассмотренных систем светораспределения путём наложения контрольных точек на перспективное изображение дороги можно заметить следующее:

- сила света в направлении движения по правой стороне дороги у американской системы больше и намного превышает нормы Правил № 1 ЕЭК ООН, что обеспечивает хорошую видимость;

- сила света выше линии горизонта у американской системы достигает 500...1500 кд, а сила света вблизи точки B50L – около 800 кд, т.е. в 3–4 раза больше, чем в европейской системе, что способствует ослеплению.

Опыт эксплуатации показывает, что ослепление, вызываемое обеими системами светораспределения, примерно одинаково при условии, что на встречных машинах установлены фары одной системы. Если же один автомобиль имеет фары с американской системой светораспределения, а встречный – с европейской, то водитель последнего будет подвержен ослеплению. Учитывая, что условия видимости при встречном разъезде с европейской системой несколько лучше, а также то, что эта система имеет резервы для совершенствования, она постепенно внедряется на всех отечественных автомобилях. Конструктивно фары дальнего и ближнего света обычно объединяются в одном оптическом элементе диаметром 170 мм с двухспиральной лампой.

Трудности в удовлетворении различных требований к дальнему и ближнему свету в одном элементе явились причиной применения четырёхфарной системы с оптическими элементами диаметром 136 мм. Применяются также прямоугольные фары, основным преимуществом которых является несколько большая сила света благодаря увеличенному горизонтальному размеру светового отверстия.

#### **2.12.4. Противотуманные фары**

*Противотуманные фары* принципиально отличаются от основных головных фар характером светораспределения и методами его получения.

Выше было показано, что основным требованием к противотуманному свету является наличие чёткой светотеневой границы в верхней части светового пучка и исключение выхода лучей неотражённого света в направлениях выше этой границы. Резкий переход от света к темноте на границе светового пучка достигается при помощи мелкого длиннофокусного отражателя с малым углом охвата ( $\varphi < 90^\circ$ ), в фокусе которого помещается спираль лампы. При этом ввиду малого коэффи-

циента использования отражательной системы применяется более мощная лампа – 50...55 Вт.

Для перекрытия лучей неотражённого света, исходящего от спирали в верхнюю полусферу, перед лампой устанавливается экран. Большой угол рассеяния фары в горизонтальной плоскости образуется с помощью рассеивателя, который имеет вертикальные цилиндрические линзы, развёртывающие узкий световой пучок только по горизонтали.

Светораспределение оценивается согласно Правилам № 19 ЕЭК ООН по освещённости в контрольных зонах измерительного экрана, устанавливаемого на расстоянии 25 м от фары.

### 2.12.5. Фары с галогенными лампами

Галогенная лампа – это лампа накаливания с вольфрамовой спиралью и миниатюрной кварцевой колбой, наполненной смесью нейтральных газов с добавлением паров галогенов – йода и брома. При работе лампы испаряющийся вольфрам с парами галогенов образует неустойчивые при высокой температуре соединения, например, иодид вольфрама, которые вновь распадаются на галоген и вольфрам около спирали. Таким образом, вольфрам возвращается на спираль, а не оседает в виде тёмного налёта на стенках колбы и не снижает световой поток, в связи с чем срок службы лампы повышается.

Для осуществления галогенного цикла внутри лампы должна поддерживаться определённая высокая температура. На стенках колбы она достигает 500 – 600° С, поэтому колба изготавливается из кварца. Повышенное давление, возникающее при высокой температуре, снижает скорость испарения вольфрама, что также способствует продлению срока службы лампы. Ввиду снижения скорости испарения и восстановления материала спирали, температура последней за счёт большего тока может быть повышена и, следовательно, увеличена сила света. При равных мощностях сила света галогенной лампы в 2 раза выше и срок службы у неё в 1,5 раза дольше, чем у обычной лампы накаливания.

Односпиральные галогенные лампы типов  $H_1$ ,  $H_2$  и  $H_3$ , официально утверждённые Правилами № 8 ЕЭК ООН, первоначально нашли применение в прожекторах противотуманных фар, так как большая сила света позволяет компенсировать весьма плохое использование светового потока источника в оптических системах с малым углом охвата.

В противотуманных фарах ввиду небольших размеров колбы применяются плоские отражатели с различными фокусными расстояниями отдельных зон активной поверхности, в результате чего значительно уменьшилась глубина фар и занимаемый ими объём.

В основных фарах галогенные лампы используются главным образом при четырёхфарной европейской системе освещения, поскольку спирали можно поместить в фокусах отражателей, а светораспределение выполнить с помощью рассеивателей. При этом в фарах ближнего света лампы спереди и сзади закрываются экраном. В двухфарной системе применяется двухспиральная лампа типа  $H_4$  с обычным европейским расположением спиралей, которая стандартизирована Правилами № 20 ЕЭК ООН. Фары с лампой  $H_4$  создают в 1,5–2 раза большую освещённость дороги, превышая нормы Правил № 1 ЕЭК в 3–4 раза при соблюдении норм ослепления.

Необходимо заметить, что применение галогенных ламп в американской системе ближнего света осложняется из-за усиления слепящего действия фар.

### 2.12.6. Внешние светосигнальные приборы

Комплект внешних светосигнальных приборов обеспечивает возможность общения с максимально возможным числом участников дорожного движения при их произвольном расположении в пределах визуального контакта на данном участке дороги [1].

Схема подключения только задних огней из обязательного комплекта внешних светосигнальных приборов – габаритных огней, сигналов торможения, правого и левого указателей поворота, фар заднего хода – позволяет получить 23 разных комбинации световых сигналов, каждую из которых можно считать информационным сообщением.

Каждую комбинацию световых сигналов на автомобиле следует воспринимать в неразрывном единстве с окружающей обстановкой. В общем случае обмен информацией между участниками движения имеет практическую полезность, если он протекает при следующих обязательных условиях:

- информационное сообщение передано светосигнальным прибором автоматически, или водителем своевременно;
- нет помех, препятствующих прохождению светового сигнала прибора, в пределах углов видимости наблюдателя;
- техническое состояние светосигнальных приборов обеспечивает заметность сигнала и надёжное узнавание кодирующих признаков (цвета и интенсивности излучения, формы сигнала и режима его работы) на расстоянии, позволяющем полностью исключить вероятность ДТП.

Среди всех светосигнальных приборов наибольшее количество режимной информации передают габаритные огни. Различают передние, задние и верхние габаритные огни. Сюда же относятся фонари увеличения габарита (фонарь, встроенный в дверь). Кроме основной



информации о размерах ТС, при наблюдении габаритных огней можно получить дополнительную информацию. Так, количество габаритных огней, наблюдаемых на одном ТС, указывает на его тип: два огня – это автомобиль, четыре – автобус, один – мотоцикл. Уменьшение наблюдаемого расстояния между огнями при одновременном изменении яркости огней позволяет сделать вывод, что дорога имеет закругление.

Правильное определение дистанции позволяет своевременно применить торможение для предотвращения ДТП. Главная цель использования сигналов торможения на автомобиле – информировать двигающихся сзади водителей об изменении своей скорости. На современных автомобилях процесс торможения полностью синхронизирован с работой сигналов торможения. Нажатие на тормозную педаль вызывает подключение ламп фонарей сигналов торможения к источнику питания. Лампа выходит на режим через 0,2 с после включения (для скорости 60 км/ч это около 3 м). Эффективность такого информационного сообщения имеет место в случае, когда расстояние между движущимися автомобилями больше безопасной дистанции и сила света сигнала торможения такова, что на зрачке участника движения создаётся освещённость выше значения практического порога чувствительности днём.

Для возможности оповещения участников дорожного движения о предполагаемом манёвре каждый автомобиль должен быть оснащён специальными световыми приборами – указателями поворота (водитель согласно п. 8.1 ПДД обязан включать эти фонари заблаговременно). В силу повышенной опасности манёвра «изменение направления движения» для его обозначения используется в качестве кодирующего элемента проблесковый режим работы светосигнального прибора.

### **2.12.7. Развитие конструкции и повышение эффективности внешних световых приборов**

Конструкция внешних световых приборов постоянно совершенствуется.

Однако при создании новых образцов приборов перед разработчиками стоят две противоположные задачи: максимально осветить дорогу и не допустить ослепления встречных водителей.

Наиболее известный разработчик и изготовитель оптики европейская компания Hella. Компания первой в 1962 г. предложила для автомобильной индустрии галогенную лампу, а в 1983 г. представила концептуальную разработку трёхосной фары с отражателем эллипсоидной формы DE. У эллипсоидного отражателя два фокуса. Лучи из первого фокуса собираются во втором, откуда направляются в собирающую линзу. Эти фары предназначались для противотуманного и ближнего света

(во втором фокусе размещался экран, создающий асимметричную светотеневую границу). Светоотдача эллипсоидной оптики превосходит широко распространённую оптику с параболическим отражателем на 30%.

Развитие компьютерного моделирования позволило создать отражатели из отдельных сегментов (многофокусные отражатели), каждый из которых освещает «свой» участок дороги. Рассеиватель используется только для защитных функций и изготавливают его из поликарбоната. Многофокусные отражатели устанавливаются на европейские автомобили с 1993 г., в том числе и отечественные легковые автомобили.

Создание газоразрядных «ксеноновых» ламп позволило снизить до 7% расходы энергии на нагрев рабочего тела лампы и повысить светоотдачу до 3200 лм. В ксеноновых лампах светится газовая электрическая дуга, которая зажигается импульсом 25 кВ с частотой 400 Гц, после чего блок управления снижает напряжение до 85 В. Газоразрядные лампы потребляют 35 Вт электроэнергии (галогенные 55 Вт) и имеют больший срок службы.

Для выполнения одной газоразрядной фарой функций ближнего и дальнего света используется подвижный, отсекающий часть лучей экран, расположенный во втором фокусе эллипсоидного отражателя, или обеспечивается взаимное перемещение отражателя и источника света, изменяющее фокусное расстояние и светораспределение.

Перспективными являются разработки компании Hella по применению в световых приборах светодиодов. Светодиоды срабатывают на 0,2 с быстрее традиционных лампочек, потребляют электроэнергии в 2 раза меньше и имеют неограниченный срок службы. Светодиоды из-за малой светоотдачи сегодня используются для функции «дневной свет» и в задних фонарях. Устройство газоразрядной конструкции лампы применяется как габариты и стоп-сигналы. Разработчики планируют создать диоды со светоотдачей не менее 70 лм/Вт (у газоразрядной лампы 90 лм/Вт). Одно из перспективных направлений в развитии автомобильного освещения – волоконная оптика. Для концепт-кара Volvo SCC компания Hella предложила заменить внешние световые приборы лампами, свет к которым подводится световодами. Лампы снабжаются рассеивателями – линзами Фринеля, управляющими направлением светового потока. В задних фонарях световоды обеспечили выполнение каждой функции одним светодиодом.

Представляют интерес результаты компании Hella в разработке «адаптивного света» – на высоких скоростях движения транспортных средств биксеноновый прожектор поворачивается в направлении поворота с учётом угла поворота руля и угловой скорости автомобиля на 15° наружу и на 7° внутрь, а при медленных поворотах и при маневрировании фары – статический, с углом охвата до 90°.

Продолжаются экспериментальные исследования повышения эффективности восприятия сигнальных фонарей участниками движения для обеспечения безопасности движения. Сигнальные фонари с разными функциями исполняются в различных формах, с разной яркостью монохромного света. Они повышают надёжность в обеспечении безопасности движения.

Для повышения информативности современных систем внешних световых приборов исследуются возможности объединения фар ближнего и дальнего света с системой ночного видения, совершенствуются конструкции сигнальных фонарей в отношении восприятия их водителями в различных дорожно-метеорологических условиях.

### **2.12.8. Внутренняя информативность транспортного средства**

*Внутренняя информативность транспортного средства* – это потенциальные свойства приборов, сигнализаторов и органов управления, обеспечивающие водителя необходимой информацией о состоянии систем, агрегатов, процессов, протекающих в них, о режиме движения управляемого транспортного средства. На восприятие информации, отображённой приборами и сигнализаторами, водитель выделяет ограниченное время в тех ситуациях, которые позволяют, по его оценке, переключить внимание. В это ограниченное время водитель должен получить необходимую информацию от нескольких сигнальных приборов, имеющих различные информативные характеристики (размер, форма, расположение в поле зрения, свето- и цветотехнические характеристики и пр.). Для оптимизации процесса восприятия внутренней информации в основу компоновки приборной панели могут быть заложены различные принципы значимости, частоты и функциональности.

Применение двух первых принципов приводит к уменьшению времени обнаружения отклонений от нормы при изменении показаний приборов, второго и третьего – к уменьшению времени считывания показаний приборов.

#### ***Нормативное поле обзора транспортного средства***

Для целей безопасности введено понятие нормативного поля обзора с места водителя как условного поля передней обзорности в 180-градусном секторе, расположенного между горизонтальными плоскостями, составляющими в совокупности верхнюю и нижнюю границы поля [1]. Размеры, расположение нормативного поля обзора, непросматриваемые зоны и методы испытаний установлены ГОСТ Р 51266–99.

*Обзорность* – свойство транспортного средства обеспечивать водителю геометрическую видимость дорожно-транспортной ситуации. Обзорность определяется размерами окон, шириной и расположением

стоек кузова, местом размещения водителя относительно окон, размерами стеклоочистителей, конструкцией смывателей, системами обогрева и обдува стекол, расположением, числом и размерами зеркал заднего вида. В зависимости от важности получаемой в процессе движения информации, показатели обзорности условно можно разделить на основные и дополнительные. К основным можно отнести показатели обзорности автомобиля, которые характеризуют условия восприятия водителем объектов дорожной обстановки, расположенных в направлении движения автомобиля. К дополнительным, как правило, относятся те показатели обзорности, которые характеризуют условия восприятия водителем объектов, по своему расположению не совпадающих с направлением движения автомобиля и функционально несущие дополнительную информацию об окружающей обстановке и среде движения.

По требованиям безопасности не допускается наличие дополнительных предметов или покрытий, ограничивающих обзорность с места водителя (за исключением зеркал заднего вида, деталей стеклоочистителей, наружных и нанесённых или встроенных в стёкла радиоантенн, нагревательных элементов устройств размораживания и осушения ветрового стекла).

В верхней части ветрового стекла допускается крепление полосы прозрачной цветной плёнки шириной не более 140 мм, а на АТС категорий М<sub>3</sub>, N<sub>2</sub>, N<sub>3</sub> – шириной, не превышающей минимального расстояния между верхним краем ветрового стекла и верхней границей зоны его очистки стеклоочистителем. Светопропускание стёкол, в том числе покрытых прозрачными цветными плёнками, должно соответствовать ГОСТ 5727–88.

Если на задних стёклах легковых автомобилей применяются жалюзи и шторы, то необходимым условием активной безопасности ТС является обеспечение обзорности посредством наружных зеркал заднего вида с обеих сторон.

Размеры зон обзорности ветрового стекла определяются минимальной высотой верхней его кромки, ограничивающей верхний предел обзора. Этот предел назначается из условий необходимости обеспечения видимости средств организации дорожного движения. Одновременно верхняя кромка переднего стекла не должна быть расположена слишком высоко, так как это может привести к ослеплению водителя яркими солнечными лучами и перегрузу организма от теплового излучения. Кроме того, вертикальные углы обзорности должны обеспечивать необходимую дальность видимости при движении по вертикальным кривым с малым радиусом и значительным уклоном.

Обзорность непосредственно перед автомобилем, т.е. нижний вертикальный угол обзорности, определяется длиной и высотой капо-

та, расположением нижней кромки ветрового стекла, высотой расположения глаз водителя над дорогой.

В процессе движения водителю часто приходится оценивать дорожную обстановку позади автомобиля, особенно при смене полос и совершении обгона. Для обеспечения необходимой задней обзорности автомобиля применяются зеркала заднего вида (внутренние и наружные). Существующие рекомендации по организации обзорности при помощи зеркал построены на принципе обеспечения с места водителя обзора бинокулярным зрением участка дороги определённой протяжённости. Желание конструкторов улучшить параметры задней обзорности приводит к созданию комбинаций зеркал, применению перископических систем, распространение которых пока не вышло за рамки эксперимента.

*Звуковая информативность* – это свойство транспортного средства обеспечивать водителя необходимой звуковой информацией. Звуковые сигналы в сочетании со зрительными дают больший эффект, чем каждый из них в отдельности. Преимущества звуковых сигналов не только в более высоком восприятии их человеком, но и в возможности приёма их без отвлечения от зрительной информации. Однако серьёзным недостатком слухового восприятия является его последовательный характер, что приводит к ограничению восприятия сообщений значительной продолжительности, перегрузке оперативной памяти, трудности в одновременном восприятии нескольких звуковых сигналов. Уровень шума также оказывает влияние на вероятность обнаружения звукового сигнала, что необходимо учитывать при формировании звуковой информации для водителя. В среднем уровень звука должен превышать уровень шума на 20 дБ, причём любой речевой или звуковой сигнал, используемый в звуковых индикаторах, должен быть выше абсолютного порога на 40...60 дБ.

#### ***Рабочее место водителя***

Обитаемость – это окружающая среда, определяющая уровни комфортабельности и эстетичности места труда и отдыха человека. По отношению к водителю это определение также можно считать справедливым, так как для него салон (кабина) служит иногда не только в качестве рабочего места, но и местом обитания (междугородние и международные грузовые и пассажирские маршруты). Показателями обитаемости являются: микроклимат, эргономические свойства, шум и вибрация, загазованность и плавность хода.

Микроклимат характеризуется совокупностью температуры, влажности и скорости воздуха. Оптимальным температурным режимом считается 17...24 °С. Понижение или повышение температуры, особенно на длительный период, сказывается на психофизиологических характеристиках человека, приводит к замедлению реакции, сни-

жению умственной деятельности, к физическому утомлению и, как результат, к снижению производительности и уровня безопасности.

Влажность и скорость воздуха в значительной степени влияют на терморегуляцию организма. При низкой температуре и высокой влажности повышается теплоотдача, и организм подвергается более интенсивному охлаждению.

Эргономические свойства характеризуют соответствие размеров и формы сиденья и органов управления транспортного средства антропометрическим параметрам человека. В более широком смысле речь идёт об оптимальном согласовании человеческого и машинного звеньев в системе «человек–автомобиль». Конструкция сиденья должна способствовать посадке водителя за органами управления, обеспечивающей минимум физических затрат в состоянии постоянной готовности в течение длительного времени. Это достигается определёнными соотношениями размеров подушки и спинки сиденья, возможностью их регулирования в вертикальной и горизонтальной плоскостях; изменением угла наклона спинки сиденья; наличием амортизирующих устройств, свойствами материала самого сиденья.

Взаиморасположение и конструкция органов управления обеспечивают необходимые действия водителя с заданной точностью в пределах допустимого времени, а также формирование ощущения на тактильном уровне поверхности кожи при действии механических стимулов (прикосновения, давления, вибрации). При управлении транспортным средством эти стимулы формируются органами управления: рулевым колесом, педалями тормоза, сцеплением, управлением подачей топлива, рычагом коробки передач, ручками, тумблерами и пр.

*Органы управления (ОУ)* передают информацию водителю либо постоянно (рулевое колесо), либо эпизодически (педаль тормоза, переключатель указателей поворота). Они могут быть оценены значимостью тех задач, которые органы управления решают в процессе движения, т.е. в какой мере водитель способен продолжать безопасно управлять транспортным средством в случае отказа в работе данного органа управления.

Основным назначением органов управления является обеспечение в пределах допустимого времени необходимого действия с заданной точностью. Это назначение достигается конструкторско-технологическими мероприятиями, разработанными с учётом эргономических требований.

### ***Панель приборов***

Панель приборов состоит из различных информационных индикаторов, и как средство отображения информации, в наибольшей степени

определяет внутреннюю визуальную информативность автомобиля. Показания указателей контрольно-измерительных приборов и сигнализаторов приборной панели по очередности предоставления и по степени важности для безопасности можно разделить на информацию [1]:

- о состоянии систем автомобиля, непосредственно обеспечивающих требования безопасности (тормозная система, внешние световые приборы, шины, ремни безопасности);
- скорости, манёвре, пройденном пути;
- эксплуатационном состоянии систем и агрегатов.

Размещение панели приборов в кабине автомобиля, номенклатура указателей и сигнализаторов, а также принципы их размещения на панели приборов регламентируются техническими условиями изготовителей. Основное требование к панели приборов – сокращение времени восприятия водителем показаний приборов и сигнализаторов при условии получения информации в достаточном объёме.

На точность и скорость считывания влияют размер шкалы, расстояние до глаз, интервал между отметками. В шкальных приборах стрелки должны быть заметными, так как водитель, прежде всего, должен обнаружить стрелку, а затем прочесть цифру, на которую она указывает.

Большое значение для повышения надёжности считывания показаний приборов имеет освещение щитка приборов, которое должно удовлетворять двум требованиям:

- равная читаемость показаний приборов и индикаторов в любое время суток;
- яркость освещения шкал приборов и индикаторов, которая не должна вызывать повышения уровня световой адаптации и ослепления водителя.

### ***Сигнализаторы***

К контрольным и сигнальным лампам панели приборов (сигнализаторам) предъявляются аналогичные требования, что и к освещению щитка приборов: они должны быть хорошо различимы и не ослеплять водителя.

Требования безопасности к обязательному числу сигнализаторов приборной панели транспортного средства отсутствуют. Имеются только предложения ISO к условным знакам и цветам контрольных устройств: красный, оранжевый и зелёный. Эти цвета могут быть использованы как для мигающих, так и для постоянных огней. В частности, красный цвет рекомендуется для аварийной сигнализации, контрольной лампы включения ручного тормоза, а также для сигнализации о недостаточном уровне жидкости в тормозной системе и давлении воздуха в шинах. Зелёный цвет следует применять для контрольной лампы включения указателя поворотов (мигающий), габаритных

огней и кондиционирования воздуха. Оранжевый цвет рекомендуется применять для сигнализации о неисправностях в системе двигателя, для заряда аккумуляторной батареи. Голубой цвет можно использовать для контрольной лампы включения дальнего и скоростного света фар. Для повышения надёжности внутренней информативности автомобиля также унифицируются и условные обозначения на сигнализаторах.

Требования к контрольным приборам и сигнализаторам, спидометрам, одометрам и тахографам, противоугонному устройству, обеспечивающим активную безопасность эксплуатирующихся ТС, регламентированы международными и национальными стандартами. В частности, спидометры и одометры, а также противоугонное устройство должны быть работоспособны. Тахографы должны быть работоспособны, метрологически проверены в установленном порядке и опломбированы.

В качестве обязательных для пассажирских транспортных средств установлены требования к работоспособности приборов внутреннего освещения салона автобуса и сигнализации, работы привода управления дверями (Правила № 36 и 52 ЕЭК ООН).

Современные системы вентиляции и кондиционирования позволяют транспортному средству двигаться с закрытыми стёклами. Изоляция салона практически исключает источники получения звуковой информации из внешней среды. Поэтому обзорность с места водителя создаёт объективную возможность для водителя получать внешнюю информацию для безопасного управления автомобилем.

### **Контрольные вопросы**

1. Дайте определение понятию «активная безопасность автомобиля».
2. Как рулевое управление обеспечивает активную управляемость и устойчивость движения?
3. Какие технические устройства применяются для повышения эффективности торможения и надёжности тормозных систем?
4. Как влияет эластичность шин на смещение транспортного средства в поперечном направлении?
5. Каково значение информативности для динамического функционирования системы «ВАДС»?
6. Что называют нормативным полем обзора и критериями оценки обзорности автомобиля?



## Глава 3

# ПАССИВНАЯ БЕЗОПАСНОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

### 3.1. ВНЕШНЯЯ И ВНУТРЕННЯЯ ПАССИВНАЯ БЕЗОПАСНОСТЬ

Под пассивной безопасностью транспортного средства понимаются его свойства, снижающие тяжесть ДТП.

Пассивную безопасность автомобилей разделяют на внешнюю и внутреннюю (рис. 3.1).

Мероприятия по повышению внешней пассивной безопасности направлены на снижение тяжести травмирования пешеходов, водителей и пассажиров транспортного средства, участвовавших в ДТП, путём обеспечения такого конструктивного выполнения наружных поверхностей и элементов транспортного средства, при котором вероятность повреждений человека этими элементами была бы минимальной.

Конструктивно это выполняется в последнее время в виде так называемого «безопасного» бампера, цель которого заключается в поглощении незначительной части энергии удара. Конструкция бампера и передней части автомобиля должна иметь необходимые соотношения жёсткости и прочности, чтобы при столкновении на больших скоростях (8 – 12 км/ч) бампер защищал от повреждения элементы кузова автомобиля, а при столкновении на значительных скоростях бампер и передняя часть автомобиля деформировались бы совместно, поглощая значительную часть энергии удара и защищая таким образом водителей и пассажиров от серьёзных травм (рис. 3.2).

Внутренняя пассивная безопасность рассматривается как совокупность свойств автомобиля, обеспечивающих сохранность жизни и здоровья водителей и пассажиров при ДТП.

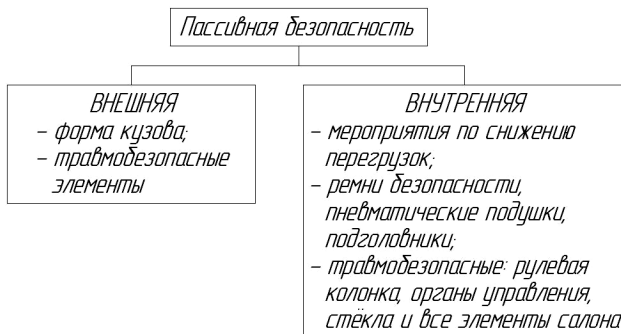
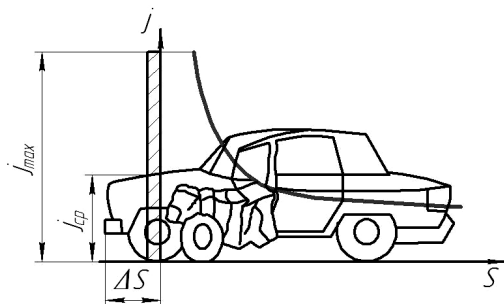


Рис. 3.1. Пассивная безопасность транспортных средств



**Рис. 3.2. Деформации и замедления автомобиля при столкновении с неподвижным препятствием**

Задача жизнеобеспечения водителя и пассажиров в салоне автомобиля состоит в создании условий, при которых человек мог бы безопасно выдержать быстрое изменение кинетической энергии. Это достигается деформацией кузова автомобиля при столкновении (см. рис. 3.2).

Перегрузки (замедление), возникающие в момент столкновения,

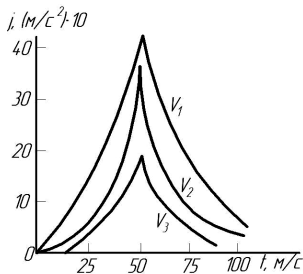
$$j = \frac{V^2}{2\Delta S},$$

где  $V$  – скорость с момент удара;  $S$  – деформация кузова.

Время действия перегрузок (замедление) 50 – 100 мс (рис. 3.3).

К внутренней пассивной безопасности автомобиля предъявляются два основных требования:

- создание условий, при которых человек мог бы безопасно выдержать значительные перегрузки, возникающие под действием отрицательного ускорения;
- исключение травмоопасных элементов внутри кузова (кабины).



**Рис. 3.3. Зависимость замедления  $j$  от времени  $t$  столкновения при различных скоростях движения**

Автомобиль при наезде на неподвижное препятствие обладает высокой кинетической энергией удара. Вся эта энергия должна рассеяться в доли секунды. Как правило, эта энергия превращается в работу деформации кузова автомобиля и его узлов.

Таким образом, пассивная безопасность автомобиля определяется его способностью поглощать энергию удара при столкновении. Водитель и пассажиры при столкновении после мгновенной остановки автомобиля ещё продолжают двигаться, сохраняя скорость движения, которую автомобиль имел в момент, предшествующий столкновению. Именно в этот отрезок времени происходит большая часть травм в результате удара головой о ветровое стекло, грудью о рулевое колесо, коленями о нижнюю кромку щитка приборов. Это явление называют вторичным ударом.

Анализ ДТП показал, что подавляющее большинство погибших находилось на переднем сиденье, поэтому при разработке мероприятий по пассивной безопасности автомобиля внимание в первую очередь уделяется обеспечению безопасности водителя и пассажиров, находящихся на переднем сиденье.

Основные требования к пассивной безопасности автомобиля могут быть сформулированы следующим образом: деформации передней и задней частей кузова при столкновении должны обеспечивать допустимый уровень замедления; жёсткость салона должна быть такой, чтобы сохранить зону жизнеобеспечения, т.е. сохранить минимально необходимое пространство, в пределах которого исключено сдавливание тела человека, находящегося внутри кузова.

Современные автомобили разработаны с каркасами, которые позволяют обеспечить разумную безопасность против столкновений с любого направления. Однако статистика каждой развитой страны показывает, что большинство автомобильных пассажиров, которые погибли от несчастных случаев, умирает при лобовых столкновениях, и это остаётся наиболее распространённым ДТП. Около 35 лет назад первые официальные правила безопасности столкновения были написаны для лобовых столкновений. Сегодня призывают проверять защиту против боковых столкновений и удара сзади. Большинство автомобильных изготовителей также имеет собственные испытания на безопасность при переворачивании.

За эти годы общий подход состоял в том, чтобы развить каркасы, в которых объём кабины остался бы неповреждённым, окружённым самым жёстким «корпусом», в то время как нос и хвостовая часть были бы способны смяться прогрессивно при поглощении энергии столкновения.

Разрушение передней и задней частей поглощает энергию столкновения через пластическую (т.е. необратимую) деформацию металла.

Инженеры разработали более умные методы не только для поглощения энергии, но и чтобы минимизировать пиковое замедление. Один из основных методов обеспечивает разрушение членов секции коробки способом продольного складывания (гармошки). Через расположение структурных меток разрушение стоек всегда начинается в нужном месте, таким образом, максимально гарантируя, что разрушение будет точно таким, как рассчитано на стадии проектирования.

Полное разрушение, особенно в передней части, теперь рассчитано с учётом добавления внезапной дополнительной инерции и жёсткости таких деталей, как двигатель и передние колёса, при входе в контакт.

Раньше главным для проектировщиков безопасности защиты от лобового столкновения было не только то, что рулевая колонка не будет перемещаться назад, но также и то, что она, разрушившись прогрессивно, поглотит энергию удара водителя грудью о руль.

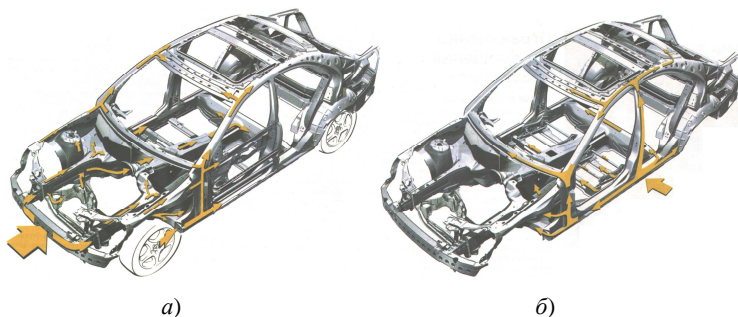
Рулевое колесо и колонка должны перемещаться и поглощать энергию удара (телескопировать), а также распределять удар по груди водителя без нанесения ему травм.

Сегодня главным гарантом безопасности должно быть обеспечение рулевым колесом хорошего места для установки подушки безопасности, содержащейся в его ступице, чтобы при раздувании поддерживать водителя как запланировано.

Тест на лобовое столкновение теперь стремится более точно воспроизводить условия столкновения при несчастных случаях в ДТП. Автомобили редко ударяются «нос в нос», они чаще смещены, сторона водителя к стороне водителя. Раньше, при фронтальном ударе автомобиля в барьер, имитировали смещение, направляя автомобиль под углом 30° к барьеру.

Теперь основной подход состоит в том, чтобы делать испытательное столкновение буквально со смещением автомобиля, ударяющегося в край барьера. Такой подход имеет неудобство в том, что поперечная ошибка смещения на сантиметр может привести к существенным различиям для заключительного результата, так что большая осторожность необходима в расположении испытательного автомобиля и анализа результатов. Сопротивление столкновения приводит к смятию структуры со стороны автомобиля по всей ширине барьера (рис. 3.4).

Были предложены различные степени смещения, но стандарт (Правила № 94 ЕЭК ООН), в котором 40% автомобиля ударяется в барьер, был широко принят. Барьер представляет собой разборную металлическую сотовую конструкцию, чтобы представить способность к разрушению транспортного средства, едущего навстречу. Выбор испытательной скорости остаётся вопросом дебатов. Чем выше скорость автомобиля, для которого предназначен применяемый кузов, тем луч-



**Рис. 3.4. Схема усилий, распределяющихся на каркас автомобиля при:**  
*а* – лобовом столкновении; *б* – боковом столкновении

ше должны быть защищены пассажиры, с другой стороны, транспортное средство будет не только более тяжёлым и более громоздким, но также и более «агрессивным» при других типах столкновений, например при нанесении удара другому транспортному средству в бок или при ударе пешехода.

Стандарт Euro-NCAP (Euro-NCAP – незаконный стандарт, но «квазиофициален», поддержан множеством правительств и других организаций) устанавливает столкновение со скоростью 40 миль/ч (64 км/ч). Большинство главных автомобильных изготовителей выполняет «внутренние» испытания на более высоких скоростях. Нужно помнить, что энергия столкновения увеличивается как квадрат скорости; так, при столкновении на скорости 50 миль/ч (80 км/ч), структура должна поглотить на 56% больше энергии, чем при скорости 40 миль/ч (64 км/ч).

На практике, даже на скорости столкновения Euro-NCAP автомобильные кузова, разработанные с начала 1990 г., выдерживают испытания. Остаётся одна область реального беспокойства – область ног со стороны водителя, которая часто деформируется или прогибается и в пределах которого педали могут самостоятельно перемещаться на приличные расстояния и создавать большие усилия. Самые последние проекты усиливают эту область, в то время как уже разработаны отлаживаемые группы педалей и защитные устройства ограничения перемещения в области ног.

Другая проблема лобового столкновения, исследуемая теперь, – это «совместимость» между сталкивающимися автомобилями. Фирма Renault указала, что при всех прочих равных условиях, когда более лёгкий автомобиль сталкивается с более тяжёлым, едущим навстречу, более лёгкий автомобиль поглотит большую долю энергии столкновения, потому что сохранение импульса означает, что он закончит перемещение назад. Единственный способ преодолеть это состоит в том, чтобы

проектировать автомобили так, чтобы «мягкость» их передней части была пропорциональна массе, другими словами, давать меньшим автомобилям более жёсткие структуры носа. Проблема здесь до недавнего времени состояла в том, что такая жёсткость вредила пассажирам маленького автомобиля, подвергаемым невыносимо высокому замедлению. Самые последние разработки в системах ограничения перемещения дают намного больший шанс защиты против ущерба в маленьком «компактном» автомобиле.

### 3.2. ЗАЩИТА ОТ БОКОВОГО УДАРА

Много лет считалось, что защита от бокового столкновения никогда не будет сделана столь же эффективной, как защита против лобового столкновения, потому что автомобили не могли быть сделаны достаточно широкими, чтобы обеспечить существенное поглощение энергии столкновения без проникновения внутрь салона. В конечном счёте было осознано, что значительную защиту можно обеспечить, концентрируясь на трёх областях.

Сначала нагрузка должна быть принята, чтобы распределить усилие столкновения на многие элементы структуры, по возможности используя прочную конструкцию проёмов, центральную стойку и поперечин на уровне пола. Затем вторжение должно быть минимизировано усилением внутреннего каркаса двери и запорными элементами двери, в то время как необходимо обеспечить возможность открытия двери после лобового столкновения. Наконец, риск повреждения пассажира может быть уменьшен применением боковых подушек безопасности и заполнением внутренних полостей пеной. Совсем недавно разработанные автомобили применили эти принципы с хорошим эффектом, и несчастные случаи от бокового столкновения были уменьшены. Однако инженеры признают, что успех зависит от того, кто является ответственным за столкновение. При столкновении с транспортным средством с легко сминаемым передком возможности хороши, но в «кошмарном сценарии» поперечного скольжения и столкновения о дерево или твёрдый брус защита гораздо хуже.

Следующей мерой снижения тяжести последствий ДТП при столкновении должны быть предусмотрены индивидуальные защитные и удерживающие средства для всех пассажиров и водителя (ремни безопасности, подголовники, пневмоподушки).

### 3.3. ОГРАНИЧЕНИЕ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ПАССАЖИРОВ

Наиболее простым и вместе с тем эффективным средством, ограничивающим перемещение людей внутри автомобиля при авариях,

являются ремни безопасности. Законами многих стран предусмотрено обязательное оборудование ремнями безопасности всех мест для сидения в автомобиле.

Имеется большое количество разнообразных конструкций ремней. Наибольшее распространение получили комбинированные диагонально-поясные ремни, крепящиеся к кузову автомобиля в трёх точках. Согласно Правилам ЕЭК ООН и ГОСТам расстояние между точками крепления поясного ремня должно быть не менее 0,35 м. Верхняя точка крепления плечевого ремня должна находиться позади точки опоры водителя на сиденье и выше неё. Необходимо, чтобы точки крепления поясного ремня выдерживали усилие не менее 22,7 кН, а плечевого ремня – не менее 22,9 кН. Замки ремня должны открываться одной рукой. Минимальная поверхность кнопки замка  $4,5 \text{ см}^2$ , минимальная ширина 10 мм. Ширина лямки ремня должна быть не менее 51 мм под нагрузкой 10 кН; лямка не должна скручиваться под нагрузкой. Лямки пристегнутого ремня должны проходить по осям человеческого скелета, и не передавать усилий на органы, не защищённые грудной клеткой. Кроме того, лямки не должны создавать местных высоких давлений и не должны контактировать с болезненными и легко ранимыми частями тела. Расположение ремня должно по возможности уменьшать взаимное перемещение (изгиб и поворот) отдельных частей тела, приводящее к дополнительным нагрузкам.

Ремень безопасности с тремя точками крепления остаётся первичным и наиболее эффективным средством ограничения перемещения пассажиров как в России, так и зарубежных странах. В последнее время появились новые разработки в конструкции ремней безопасности по трём направлениям: улучшение их эргономики, обеспечение дополнительных средств преднатяжения ремней в случае столкновения и ограничение нагрузки, приложенной к груди диагональным ремнём.

Развитие эргономики сконцентрировалось на создании более комфортабельных ремней и правильном расположении ремня для обеспечения максимальной защиты. Условие подстройки высоты крепления верхней точки опоры ремня относительно плеча является важной, в то время как внутренняя скоба теперь обычно крепится к сиденью, а не к туннелю кузова, гарантируя правильное положение поясного ремня безопасности и угол, независимо от размера пассажира. Устройства преднатяжения могут быть механические или пиротехнические; в любом случае их цель заключается в том, чтобы удалить любое провисание в ремне, гарантируя владельцу более близкий контакт с сиденьем. Для получения максимальной эффективности механизм преднатяжения часто дополняется инерционными катушками, которые предотвращают провисание ремня вокруг барабана, чтобы не терять

время после столкновения на выбор зазоров. Инерционные катушки также могут устанавливаться в одиночку с меньшими, но заслуживающими внимания выгодами. Некоторые системы защиты теперь имеют механизмы преднатяжения с двумя стадиями, умеренно натягивают ремень при несильном столкновении и намного более плотно, если столкновение серьёзное. Механизмы преднатяжения могут активизироваться внутренне или сигналом от «датчика столкновения», который заставляет срабатывать подушку безопасности.

Ограничители нагрузки ремня работают по принципу предоставления пассажиру некоторого дополнительного перемещения вперёд, чтобы избежать превышения нагрузки на грудь, которая может представлять угрозу серьёзного ущерба. Система работает следующим образом: вначале достигается максимум разрешённой нагрузки, после чего механическое устройство позволяет пассажиру продвигаться вперёд на некоторое расстояние при поддержании нагрузки на постоянном уровне. Фирма Renault была первым изготовителем, который представил такую систему на серийном автомобиле, с тех пор эти системы стали широко распространёнными.

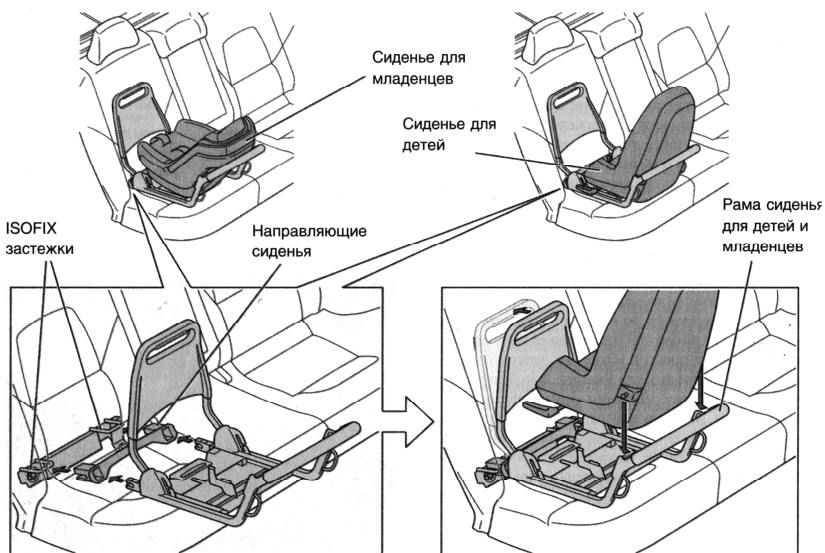
В последнее время были сделаны значительные успехи в области детской автомобильной безопасности, включая крепёжные элементы для младенцев и «усилители» для старших детей (которые юридически требуются для сидения сзади в автомобиле в большинстве автомобильных стран). Большинство автомобильных изготовителей теперь развивает оборудование для детской безопасности в товариществе с уважаемыми специалистами или испытывает доступное оборудование и рекомендует диапазон одобренных изделий.

Недавно был принят стандарт ISOFIX для лёгкой и правильной установки детских защитных устройств стандартными элементами крепления, которые теперь должны быть установлены на всех автомобилях на Европейском рынке (рис. 3.5).

При попутных столкновениях часто страдают пассажиры переднего автомобиля. От резкого толчка голова под действием силы инерции откидывается назад и может произойти повреждение позвоночника. Для защиты пассажиров в этом случае на спинку сиденья устанавливают подголовники с мягкой обивкой. Подголовники должны выдерживать нагрузку до 90 Н. При этом задняя точка головы не должна смещаться назад на расстояние более 10 см. При воздействии замедления не менее 8g, подголовник должен ограничивать отклонение головы назад относительно линии торса на угол не более 45° [1].

Особое значение для автобусов имеют требования пассивной безопасности к сиденьям и спинкам сидений.





**Рис. 3.5. Установка сидений ISOFIX для младенцев и детей**

Крепление сидений должно выдерживать нагрузку, равную 20-кратному весу сиденья и приложенную параллельно продольной оси автомобиля. Спинка сиденья должна выдерживать приложенную к верхней её поперечине нагрузку, действующую горизонтально по направлению от передней части автомобиля к задней, и эквивалентную моменту 54 кН·м.

Система перемещения и регулировки сиденья должна иметь автоматическую блокировку, выдерживающую продольную перегрузку до 20g. Необходимо, чтобы блокировочное устройство выдерживало силу, которая приложена к центру тяжести спинки и которая в 20 раз больше веса спинки и направлена вперёд параллельно продольной оси автомобиля.

Во время испытаний замедление модели головы человека при ударе о спинку переднего сиденья не должно превышать 80g в течение 0,003 с.

Подлокотники сидений изготавливают из энергопоглощающих материалов, которые должны прогибаться не менее чем на 5 см, не соприкасаясь с жёсткими деталями, находящимися под ними.

Согласно требованиям ГОСТ Р 51709–2001 механизмы регулировки и фиксирующие устройства сидений водителя и пассажиров должны быть работоспособны.

Разработки сидений, повышающих пассивную безопасность ТС, продолжаются. Особенно важно это для автобусов вследствие большого

количества людей, одновременно подвергающихся травмированию. В основу разработок положены условия: первое – водитель закреплён ремнями за сиденье, второе – сиденье в передней части имеет шарнир (салазки), который обеспечивает возможность поворота сиденья вперёд или назад; третье – задняя часть кресла через энергопоглощающее устройство соединена с усиленным днищем кузова автобуса. При больших замедлениях ТС сиденье с пассажиром под действием инерционных нагрузок поворачивается, кинетическая энергия гасится амортизатором.

У грузовых автомобилей и автопоездов с седельным тягачом большую опасность представляет груз, плохо закреплённый на платформе. При встречных столкновениях и наездах автомобилей на неподвижное препятствие не закреплённый должным образом груз, перемещаясь вперёд почти с той же скоростью, с какой двигался автомобиль перед ударом, ударяется о передний борт платформы, деформирует его, а затем сминает заднюю стенку кабины. Жизненное пространство внутри кабины может резко сократиться и увеличить вероятность травмирования водителя и пассажира.

Разработчики повышают пассивную безопасность грузового автомобиля, увеличивая расстояния между кабиной и платформой, устанавливая энергопоглощающие передние бамперы, уменьшающие скорость автомобиля в начале удара, а также амортизирующие устройства между передним бортом грузовой платформы и грузом. Для удержания груза в багажниках легковых автомобилей и в кузовах-фургонах применяют капроновые сетки.

#### 3.4. УСТРАНЕНИЕ ТРАВМООПАСНОСТИ ДЕТАЛЕЙ САЛОНА

Детали автомобиля, ограничивающие жизненное пространство, должны быть без острых граней и углов, выступающие части (кнопки, выключатели, ручки) должны быть утоплены и покрыты мягкой обивкой [1].

Рычаги, переключатели и кнопки, расположенные на панели приборов в зоне возможного удара о них водителя и пассажиров к выступающей над поверхностью панели на 3,0...9,5 мм, должны иметь головку площадью не менее 200 мм<sup>2</sup> с радиусом закругления краёв не менее 2,5 мм. Детали, выступающие над панелью более чем на 9,5 мм, должны под действием горизонтального усилия 390 Н, направленного вперёд, утапливаться (так, чтобы высота части детали, выступающей над панелью, была не более 9,5 мм), отсоединяться или обламываться.

Большое количество травм и смертельных исходов во время ДТП связано с ветровым стеклом. Стёкла должны быть упругими и амортизировать при ударе, чтобы исключить повреждения костей черепа. При разбивании стёкол они не должны образовывать осколков с острыми углами и гранями, которые могут причинить порезы.

В настоящее время применяют стёкла двух видов: однослойные (закалённые) и трёхслойные (триплекс).

*Однослойные стёкла* имеют толщину около 4 мм. Разрушаясь, закаленное стекло распадается на мелкие кусочки с неострыми краями. Закалка стекла повышает его прочность, но создаёт внутренние остаточные напряжения, вследствие чего стекло даже при небольшом повреждении покрывается сеткой трещин, становясь непрозрачным. Чем толще стекло, тем хуже видимость, что особенно опасно при движении автомобиля с большой скоростью. Для устранения этого недостатка применяют стёкла, закалённые не по всей площади, а лишь в нескольких местах. Однако при местной закалке стекла недостаточно прочными оказываются его незакалённые участки.

Наружную поверхность ветрового стекла покрывают плёнкой окислов металла или хлористых веществ. По плёнке, содержащей металлы, можно пропустить электрический ток для обогрева стекла в морозную погоду.

При ударе снаружи, например, камнем, вылетевшим из-под колеса переднего автомобиля, однослойное стекло разбивается взрывообразно, камень может попасть в салон.

Трёхслойные стекла состоят из двух слоёв стекла толщиной 2–3 мм, склеенных вместе прослойкой из прозрачного пластика, например поливинилбутирола толщиной 0,4 – 0,85 мм. При ударах трещины на этих стёклах распространяются только в радиальных направлениях, и повреждённое стекло не теряет прозрачности. Кроме того, стекло не выпадает из стоек кузова, так как его удерживает упругая прослойка. Вместе с тем, трёхслойные стёкла твёрже однослойных и меньше поглощают кинетическую энергию удара. Поэтому удары головой о трёхслойное стекло часто приводят к сотрясениям мозга и повреждениям костей черепа. Разбиваясь, трёхслойные стекла образуют осколки с острыми режущими кромками, которые могут причинить глубокие порезы. Трёхслойные ветровые стекла на 3 – 5 кг тяжелее однослойных и соответственно дороже. Большое значение для безопасности людей имеет толщина промежуточного слоя стекла. Сотрудники Калифорнийского университета обследовали более 1000 ДТП со столкновением автомобилей. У 175 водителей и пассажиров, ударившихся о ветровое стекло с промежуточным слоем толщиной 0,38 мм, серьёзные ранения были довольно часты. У 156 человек, получивших ранения от ударов о стекло с промежуточным слоем толщиной 0,76 мм, были лишь ссадины и неглубокие порезы.

При очень сильных ударах пострадавший может пробить стекло головой насквозь. Упругий слой удерживает острые осколки внутреннего и наружного слоёв триплекса около шеи, и при обратном движении человека осколки глубоко врезаются в неё. Вытащить голову назад невозможно, и смертельный исход почти неизбежен.

Импульс силы при ударе примерно прямо пропорционален третьей степени толщины стекла. При увеличении толщины с 5 до 6,6 мм импульс, воздействующий на черепную коробку, возрастает почти в 2,5 раза.

Целесообразно сочетать положительные свойства закалённых и трёхслойных стёкол, уменьшая толщину наружных слоёв и химически обрабатывая их для повышения поверхностной прочности. Применяют стёкла с более толстым наружным слоем. При ударе головой о такое стекло вначале нарушается его внешний слой, а тонкий внутренний слой продолжает изгибаться, поглощая энергию удара. Полимерная прослойка растягивается, также смягчая силу удара.

В Японии полимерную прослойку трёхслойных стёкол автомобилей заменяют сеткой из вольфрамовой, никелевой или медной проволоки, которая может быть использована в качестве обогревательного элемента. Армирование стекла металлом повышает его прочностные и защитные свойства, однако, несмотря на малый диаметр проволоки (20...40 мкм), сетка всё-таки заметна на стекле.

Для повышения безопасности ветровых стекол их устанавливают на упругой прокладке. Благодаря непрочному креплению стекло при наезде автомобиля на препятствие или при столкновении вылетает из оконного проёма ещё до того, как к нему приблизится голова человека. Однако чтобы гарантировать безопасность водителя и пассажира, приходится ослаблять посадку уплотнителя, вследствие этого стекло часто вылетает из проёма при резком торможении автомобиля или при движении по неровной дороге, когда не было угрозы травмирования пассажира и водителя. Люди, не закреплённые ремнями безопасности, могут быть выброшены при столкновении автомобилей через проём, не защищённый стеклом. Кроме того, ослабленная посадка стекла облегчает проникновение злоумышленников внутрь автомобиля.

Требования безопасности к стёклам дверей значительно мягче, чем к ветровым стеклам. Эти стекла не должны давать при разрушении осколков с острыми углами и режущими кромками.

Чтобы уменьшить травматизм при опрокидывании автомобиля, усиливают стойки кузова и крыши, вводят жёсткие дуги над головами пассажиров. Люди, оставшиеся при опрокидывании внутри автомобиля, обычно получают менее серьёзные повреждения, чем выпавшие из него. Поэтому в отраслевых стандартах и Правилах №11 ЕЭК ООН оговаривается, что конструкция замков должна обеспечивать их фиксацию в двух положениях – промежуточном и окончательном. В первом положении замки дверей и фиксаторы должны выдерживать продольную нагрузку 4,5 кН в каждом направлении, а во втором положении 11,34 кН и поперечную 9 кН. Дверной замок должен оставаться в

полностью закрытом положении при действии на него в любом направлении инерционной нагрузки до 30 г.

Дверные петли любой конструкции должны выдерживать продольную нагрузку 11,34 кН и поперечную 9 кН.

### 3.5. ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ ПОДУШКИ БЕЗОПАСНОСТИ

Одним из эффективных способов решения проблемы ограничения перемещений водителя и пассажиров при столкновении является применение пневматических подушек, которые наполняются газом (рис. 3.6).

Эта система не только эффективна, но и удобна, так как срабатывает автоматически при ударе и в обычном состоянии и не стесняет движений водителя и пассажиров. Подушки встроены в центральную часть рулевого колеса, в приборный щиток и заднюю часть спинок переднего сиденья и в ненаполненном состоянии вообще незаметны. В момент удара срабатывает инерционный датчик и происходит наполнение подушки сжатым воздухом в течение 30...40 мс. Пассажир (водитель) после столкновения перемещается вперёд в сторону напол-

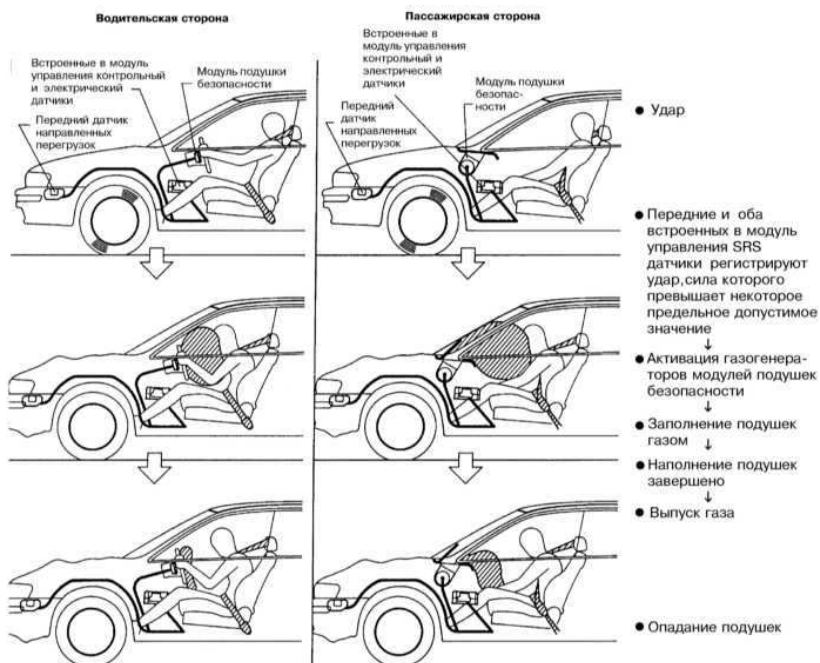


Рис. 3.6. Схема действия пневмоподушек при ДТП

ненной подушки, сжимая находящийся в ней газ, который выпускается через калиброванное отверстие в атмосферу.

Пневматические (надувные) подушки безопасности (рис. 3.7) теперь производятся в очень больших количествах, чтобы удовлетворить спрос промышленности и надёжность работы: мешка непосредственно, датчика столкновения, механизма контроля (управления). На практике несанкционированных срабатываний очень мало; больше всего они происходят из-за ложных сигналов, передаваемых датчиками, и их результаты менее серьёзны, чем сначала предполагали.

*Требования к подушкам безопасности.* Они должны быть большего объёма и раздуваться быстрее, чем подушки безопасности, действующие как SRS. В США это привело к серьёзным проблемам, связанным, главным образом, с маленькими пассажирами переднего пассажирского места, особенно детьми. После лобового столкновения они ударялись мешком в момент его быстрого раздувания. Концепция безопасности в том, что пассажир должен войти в контакт с airbag быстрее, чем с другой частью автомобиля. Наибольшая проблема создавалась у маленьких людей и детей, потому что расширяющаяся подушка безопасности могла ударить по голове скорее, чем по груди, вынуждая голову отклоняться назад, что приводило к травмам. Эта проблема менее вероятна с меньшими подушками безопасности Европейского стандарта, хотя большинство европейских изготовителей теперь предлагает устройства – или переключаемые водителем, или автоматические датчики, которые предотвращают накачивание подушки безопасности, если оборудованное детское место установлено напротив кобуха подушки.

Такие системы были развиты, чтобы преодолеть американскую проблему. Они зависят от двух главных технических особенностей: подушек безопасности, способных к раздуванию больше чем одним разрядом, и датчиков, которые могут обнаружить размер и положение пассажира. Типичный двухразрядный насос для накачивания подушек безопасности использует простой механизм, который или направляет полный газовый заряд в мешок, или выпускает половину заряда наружу. Датчики могут использовать несколько данных, включая измерение положения места и веса пассажира, или прямого определения положения пассажира через установленные на крыше датчики. Инфор-



**Рис. 3.7. Подушки безопасности**

мация о пассажире может быть объединена с определением серьёзности столкновения, чтобы командовать регулятором накачивания подушки безопасности: полное накачивание, частичное накачивание или вообще никакого накачивания, в зависимости от сделанных расчётов, чтобы дать пассажиру лучший шанс на выживание.

Теперь принято, что подушки безопасности обеспечивают заслуживающую внимания дополнительную защиту для головы и верхней части туловища в простом лобовом столкновении. Ясно тем не менее, что это – «одноразовые» устройства, которые не защитят в случае тяжёлого (сложного) лобового столкновения с другим транспортным средством, сопровождающимся столкновением с деревом. Статистика, собранная в США в начале 1990-х гг., показала, что в то время, когда подушки безопасности были эффективны в сокращении серьёзности ущерба, сфера действия основных повреждений была почти в 4 раза выше там, где пассажиры не пристегивались привязными ремнями.

Фирма Renault, работающая с Autoliv, основывается на точном соответствии подушки безопасности с характеристиками модернизированного ремня безопасности. Подушка безопасности контролируется управляемым клапаном, позволяющим изменять степень наполнения в момент контакта пассажира с подушкой. Эта система ремень–подушка «запрограммированного ограничения» показала уменьшение нагрузки на грудь от 900 кг, получаемых при столкновении с обычным привязным ремнём, до 400 кг. Другие европейские изготовители начали использовать тот же самый подход с незначительными различиями в технологии и конструкции.

После успеха фронтальных подушек безопасности, которые теперь являются фактически стандартными со стороны водителя во всех новых автомобилях и также часто приспособляемые для пассажира переднего сидения, боковые защитные подушки, охраняющие таз и грудь (и до некоторой степени голову) против бокового столкновения, теперь предлагают на увеличивающемся числе автомобилей. Эффективность боковых подушек безопасности, которые имеют намного меньший объём, чем фронтальные подушки, зависит от чрезвычайно быстрого накачивания, так как там очень мало места между ударяющим объектом и жертвой. Боковые подушки безопасности теперь соединены «занавесом», который раздувается вниз от усилителя крыши, чтобы дать лучшую защиту голове.

Также были предложены и показаны airbags в форме опытного образца для установки в задних частях передних сидений или в задних привязных ремнях для защиты задних пассажиров и раздувающиеся в пределах пространства для ног, чтобы уменьшить риск ущерба стопы и ноги.

### 3.6. БЕЗОПАСНОСТЬ В БУДУЩЕМ

Было бы неблагоприятно предполагать, что разработки конструкций безопасности достигли своего предела. В прошлом десятилетии эксперты систем защиты придумали ограничитель нагрузки привязного ремня, оптимизированную комбинацию ремней и подушек безопасности, «запрограммированную» подушку, боковой занавес из подушек безопасности и детскую систему ISOFIX установки сидений.

Весьма вероятно, что следующая стадия в разработке систем безопасности приведёт к расширению «зоны безопасности» вокруг автомобиля электронными средствами. Мы уже имеем датчики, которые могут обнаружить близлежащие, но невидимые объекты, помогая водителю благополучно припарковаться; нет причин, почему бы подобным датчикам вместе с интеллектуальной электронной обработкой сигнала не обнаруживать перемещающиеся объекты и решать, пред-



Рис. 3.8. Интегрированная система безопасности



ставляют ли они фактическую угрозу, т.е. приведут ли они к столкновению. Возьмём случай бокового столкновения: самая большая техническая проблема здесь состоит в том, что защитная боковая подушка безопасности должна раздуться практически мгновенно, потому что имеется мало времени для принятия мер после начала столкновения. Если бы боковой датчик мог предупреждать даже за долю секунды до столкновения, можно было бы обеспечить лучшую защиту. Инженеры спорят, что даже при лобовом столкновении раннее предупреждение может подразумевать, что ремень преднатягивается перед ударом, а система подушек безопасности может быть проинформирована о вероятной серьёзности столкновения и использовать эту информацию во время срабатывания. Раннее предупреждение заднего столкновения может позволить подголовникам автоматически перемещаться к голове для обеспечения лучшей защиты головы (рис. 3.8).

Инженеры систем защиты разработали систему «кокон» – защитное пространство вокруг автомобиля с помощью электроники, использующей датчики, смотрящие в различных направлениях. Такие системы чрезвычайно «умные» даже по современным стандартам. Ведь вы не хотели бы, чтобы сработала подушка безопасности с вашей стороны просто потому, что вы припарковались очень близко к другому автомобилю или к стене гаража. Система должна убедиться, что угроза не была серьёзной, но по расстоянию и по скорости сближения столкновение было неизбежно (вы не захотите, чтобы подушка безопасности раздулась, даже если вы просто недооценили и слегка задели стену гаража). Много проблем остаются нерешёнными, но это, вероятно, наиболее важное направление, в котором конструирование систем защиты теперь развивается.

### **Контрольные вопросы**

1. Дайте понятие и назовите виды «пассивной безопасности автомобиля».
2. Назовите измерители пассивной безопасности.
3. Назовите факторы, влияющие на тяжесть травмирования при ДТП водителей и пассажиров при (без) использовании ими ремней безопасности.
4. Какому обязательному требованию безопасности должно соответствовать рулевое управление? Как это обеспечивается конструктивно?
5. Какие требования предъявляются к травмобезопасности элементов салона автомобиля?
6. Какие элементы кузова автомобиля обеспечивают внешнюю пассивную безопасность?

## Глава 4

# ПОСЛЕАВАРИЙНАЯ БЕЗОПАСНОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

---

---

Под послеаварийной безопасностью транспортного средства понимаются его свойства, снижающие тяжесть последствия ДТП.

Наиболее тяжёлым последствием ДТП для пассажиров и водителя является возгорание автомобиля. Чаще возгорание происходит при тяжёлых ДТП, таких как столкновение автомобилей, наезды на неподвижные препятствия, а также опрокидывание автомобиля. Несмотря на небольшую вероятность возникновения возгорания (0,3 – 1,2% по статистике), их последствия тяжелейшие. Они вызывают почти полное разрушение автомобиля, и в случае невозможности эвакуации – гибель людей. Во всех подобных ДТП топливо выливается из бака или из топливно-наливной горловины. Сопутствующими факторами при возгорании автомобиля во время ДТП является образование топливно-воздушной смеси и присутствие источника загорания.

Общие требования к пожарной безопасности автомобиля регламентированы ГОСТ Р 41.34–99 (Правила № 34 ЕЭК ООН), специальные – стандартами, содержащими специфические требования к категориям транспортных средств.

Согласно требованиям этих нормативных документов топливные системы автомобилей должны иметь такую противоударную стойкость, чтобы при встречном столкновении ТС со скоростью 13 м/с или наезде сзади со скоростью 9 м/с утечка топлива из топливной системы, или накопление каплеобразованной смеси при баке, наполненном на 90%, не превышала 28 г/мин. Такая смесь возгорается при 1,4 – 6,0% содержания топлива в воздухе.

Элементы системы питания должны надлежащим образом защищаться частями шасси или кузова от соприкосновения с возможными препятствиями на дороге. Система питания должна противостоять коррозии как снаружи, так и изнутри. В отделениях, предназначенных для пассажиров и водителя, не должно размещаться никаких приборов топливной системы. Любое избыточное давление или давление в системе, превышающее рабочее, должно автоматически снижаться с помощью выпускных вентилях, предохранительных клапанов, которые необходимо конструировать так, чтобы полностью исключить опасность возникновения пожара.

Топливный бак нужно изготавливать из огнеупорных коррозионно-стойких металлических материалов или пластмасс, и он не должен

располагаться в салоне или составлять какую-либо из его перегородок. Для отделения салона от топливного бака должна предусматриваться перегородка, которая выдерживает в течение 2 мин воздействие открытого пламени, если она помещена горизонтально в 20 см над уровнем горящего бензина. Топливный бак должен быть прочно укреплен и установлен так, чтобы обеспечивался вывод из транспортного средства на землю топлива, которое может вытечь из бака, заливной горловины и его соединений. Ни одна из частей топливного бака не должна выступать за пределы габаритной ширины кузова и находиться ближе 60 см от передней части ТС и ближе 30 см от задней.

Топливный бак и связанное с ним вспомогательное оборудование не должны накапливать статический заряд электричества. Заливная горловина не должна находиться ни в салоне, ни в багажнике, ни в моторном отсеке. Если она расположена на боковой стороне, то пробка в закрытом состоянии не должна выступать над поверхностью кузова. Топливо, которое может пролиться при наполнении топливного бака, не должно попадать на систему выхлопа, его нужно отводить на грунт.

Электрические провода должны крепиться к корпусу или к стенкам. В местах, в которых они проходят через стенку, должна быть обеспечена защита от повреждения изоляции. Каждая электрическая цепь, питающая любой элемент оборудования, за исключением стартера, цепи зажигания, устройства остановки двигателя, зарядной цепи и аккумуляторной батареи, должны иметь плавкий предохранитель или выключатель.

В конструкции транспортного средства необходимо предусматривать аварийный выключатель для снижения опасности возникновения пожара после остановки. Он должен располагаться в легкодоступном для сидящего на своём месте водителя, быть чётко обозначенным, иметь защитную крышку и другие средства предотвращения случайного пользования.

Тенденция к снижению массы автомобилей за счёт широкого применения синтетических материалов приводит к ухудшению противопожарных качеств. Широко используемый в автомобилестроении полиуретан легко воспламеняется при столкновении автомобилей и представляет серьёзную опасность. Использование полиуретана для отделки крыльев, изготовления корпуса обогревателя, аккумуляторной батареи, кожаных, вентилятора также приводит к снижению пожарной безопасности. В зарубежной практике используют специальные добавки к полиуретану, замедляющие скорость его горения.

Для уменьшения опасности пожаров и их последствий в США разработан стандарт безопасности FVWSS302 «Горючесть материалов,

используемых для внутреннего оборудования автомобилей», предусматривающий ограничение времени горения материалов.

В ряде случаев люди, не успевшие быстро покинуть горящий автомобиль, получают отравления или погибают от удушья. В связи с этим регламентируется состав газов, выделяющихся при сгорании отделки салона, и предельные нормы содержания токсических веществ, превышение концентрации которых вызывает удушье, потерю сознания и смерть находящихся в салоне людей.

Необходимым и важным условием послеаварийной безопасности является быстрая эвакуация людей из повреждённого автомобиля. Причинами, затрудняющими эвакуацию, могут быть: изменение размеров проходов к выходам, их недоступность; недостаточный угол открытия дверей из-за ограничивающих устройств; заклинивание дверей из-за изменения геометрии проёмов, повреждений замков и деформации петель. В этих условиях важнейшим свойством транспортного средства становится соответствие пропускной способности выходов числу пассажиров.

Поэтому для обеспечения эвакуации пассажиров из автобусов в обязательном порядке предусматривают запасные выходы. В качестве запасных выходов в автобусе устраивают запасные двери, запасные окна и аварийные люки.

Требования к общей конструкции, минимальному числу и размерам запасных выходов регламентированы национальными и международными стандартами. Так, в отношении запасных дверей, окон и аварийных люков, эти требования следующие:

- запасные двери, окна и аварийные люки должны открываться изнутри и снаружи, запасное окно должно иметь легко разбиваемое безопасное стекло;

- запасные двери и окна должны навешиваться снаружи и открываться наружу, аварийный люк должен иметь возможность сниматься как изнутри, так и снаружи;

- каждый запасной выход и приборы управления им должны обозначаться соответствующими надписями снаружи и внутри ТС.

В частности, ГОСТ Р 41.36–99, являющийся идентичным текстом Правил № 36 ЕЭК ООН, устанавливает требования к минимальным размерам и числу запасных выходов для автобусов (табл. 4.1).

Аварийные люки обязательны на крыше междугородних и туристских автобусов. Ими могут оборудоваться и городские автобусы. Минимальное число люков в автобусе определяется числом пассажиров: 1 люк при пассажироместимости не более 50 и 2 люка при большем числе. Аварийные люки должны устраиваться в средней части

#### 4.1. Минимальное число запасных выходов для автобусов

Число пассажиров	Минимальное общее число выходов	Число пассажиров	Минимальное общее число выходов
23 – 30	4	61 – 75	7
31 – 45	5	76 – 90	8
46 – 60	6	более 90	9

крыши, когда имеются два люка, расстояние между ними должно быть не менее 2 м.

Также в национальных и международных стандартах пассажирских транспортных средств установлены требования к размерам и наклону проходов, размерам свободного пространства для сидящих пассажиров, доступу к запасным дверям и окнам, к аварийному люку.

ГОСТ Р 41.11–99 (Правила № 11 ЕЭК ООН) установлены минимальные эксплуатационные требования безопасности к замкам и петлям боковых дверей.

При действии продольных нагрузок замок и фиксатор автомобильной двери должны выдерживать предельную нагрузку 11,34 кН в положении полного запираения и 4,53 кН – в положении неполного запираения. При действии поперечных нагрузок замок и фиксатор должны выдерживать предельную нагрузку 9,07 кН в положении полного запираения и 4,53 кН – в положении неполного запираения. Автомобильный дверной замок в полном комплекте (замок, защёлка, наружная дверная ручка, барабан замка с прорезью для ключа и все тяги) должен оставаться в положении полного запираения при действии на него инерционной нагрузки в любом направлении при ускорении 30 g.

Герметичность кузова транспортного средства является важным элементом послеаварийной безопасности при попадании автомобиля после ДТП в водоём. При быстром погружении водитель и пассажиры теряют чувство самообладания, им необходимо время для осмысления возникшей ситуации и принятия мер для того, чтобы покинуть затопивший автомобиль (автобус). Погружение автомобиля длится от 4 до 8 мин. При глубине 1,5 м давление воды составляет 1,5 Н/см<sup>2</sup>, что при площади двери 1 м<sup>2</sup> будет равно 15 кН.

Предотвращение попадания воды в салон автомобиля при его затоплении не регламентируется стандартами.

Условия погружения в воду зависят от скорости автомобиля, распределения груза, препятствия, с которым столкнулся автомобиль, и массы воды. Возможность спасения людей из затопленного транспортного средства зависит не столько от его конструкции (герметич-

ности), сколько от состояния окон автомобиля (открыты или закрыты), умения людей плавать, знания приёмов эвакуации, и, прежде всего, психологической устойчивости водителя и пассажиров.

Требование к комплектации транспортного средства аптечкой первой помощи и огнетушителем является обязательным. В автобусах должны быть предусмотрены обязательные места установленных размеров для одного(ой) или нескольких огнетушителей и аптечек.

Продолжаются разработки ведущими автомобильными корпорациями автоматически включающихся систем пожаротушения, устройств, автоматически размыкающих электрическую цепь при возникновении аварийных замедлений; устройств автоматического впрыска в топливный бак веществ, превращающих бензин в трудногоряемое вещество (сочетания галогенов, кремниевые соединения, спецсмолы).

### **Контрольные вопросы**

1. Дайте определение понятию «послеаварийная безопасность автомобиля».

2. В чём заключаются функции средств и устройств послеаварийной безопасности автомобиля?

3. Перечислите устройства и средства, которыми должны быть укомплектованы транспортные средства для обеспечения требований послеаварийной безопасности.

4. Какие требования предъявляются к системам питания, электрооборудования и материалам отделки салона автомобиля для снижения вероятности гибели людей в послеаварийной фазе?

## Глава 5

# ЭКОЛОГИЧЕСКАЯ БЕЗОПАСНОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

Экологическая безопасность – это свойство транспортного средства снижать степень отрицательного влияния на окружающую среду.

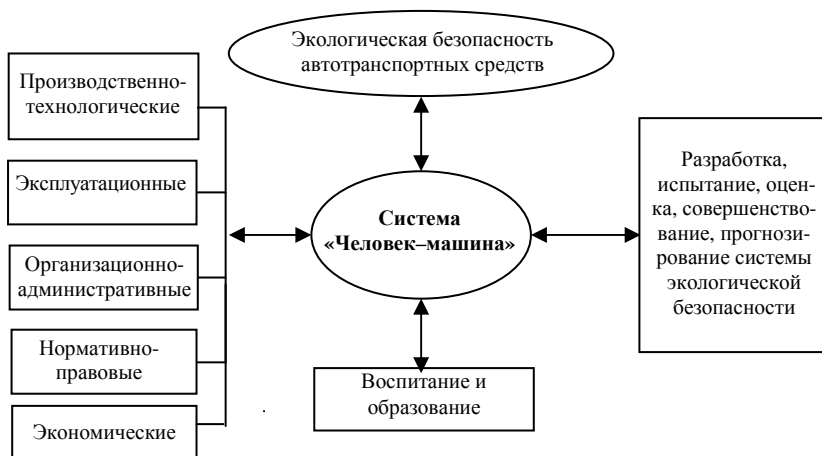
Экологическая безопасность автомобиля коренным образом отличается от изложенных выше разновидностей (активной, пассивной, послеаварийной) безопасности. В то время как первые три вида безопасности относятся к ДТП, экологическая безопасность имеет более широкое значение и охватывает весь процесс использования автомобиля. Можно отметить следующие негативные аспекты, связанные с эксплуатацией автомобилей (рис. 5.1).

При использовании автомобиля как массового транспортного средства необходимо развитие сети автомобильных дорог, под строительство которых приходится отводить значительные площади.

Автомобильные дороги с интенсивным движением создают «разделяющий эффект», затрудняя связи между объектами и участками живой природы, расположенными по разные стороны дороги. Дорожное строительство нарушает экологическое равновесие в природе вследствие изменения существующего ландшафта; усиления водной и ветровой эрозии; развития геодинамических процессов, например оползней и обвалов; загрязнения окружающей местности, поверхностных и грунтовых вод материалами и веществами, применяемыми при эксплуатации автомобилей и дороги; неблагоприятного воздействия на существующий растительный и животный мир.



Рис. 5.1. Отрицательные экологические последствия



**Рис. 5.2. Функциональная схема обеспечения экологической безопасности автотранспортных средств**

При широком использовании автомобилей всё возрастающее количество людей посещает ранее недоступные для них природные комплексы, что приводит к загрязнению отходами территорий, прилегающих к автомобильным дорогам, и других мест.

Учитывая значение и актуальность вопросов защиты окружающей среды, в нашей стране экологические проблемы рассматриваются как составная часть общегосударственной политики (рис. 5.2).

### 5.1. ВЫБРОСЫ ВРЕДНЫХ ВЕЩЕСТВ ОТ АВТОТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

Автомобиль загрязняет атмосферный воздух веществами, которые выбрасываются с отработавшими и картерными газами (рис. 5.3), попадают в атмосферу в результате испарения топлива, изнашивания фрикционных материалов тормозных колодок, протектора автомобильных шин и дорожных покрытий [1].

Наибольший объём токсичных элементов образуется отработавшими газами ДВС автомобилей. Общеизвестно, что в среднем при пробеге 15 тыс. км в год автомобиль расходует 1,5...2,0 т топлива и 20 – 30 т воздуха, при этом всего лишь 12% энергии топлива используется для движения. Остальные 88% имеют вспомогательное значение, относимое к потерям.

В процессе окисления углеводородного топлива кислородом воздуха образуются нетоксичные (азот, кислород, водяной пар, углекис-



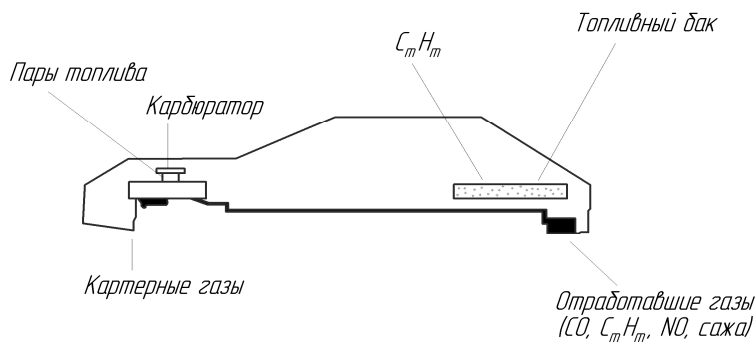
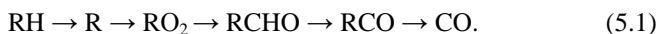
лый газ) и токсичные (оксиды углерода, азота, большинство углеводородов) вещества, а также мелкодисперсные частицы сажи и канцерогенные вещества (в частности, одно из соединений углеводорода – бенз(а)пирен), выбрасываемые с отработавшими газами (ОГ).

Вторым по объёмам выбросов вредным веществом, содержащим токсичные элементы, является пыль, которая образуется при эксплуатации автомобиля. Более 50% автомобильной пыли – это мелкодисперсная пыль размерами менее 10 мкм, которая оседает в лёгких и бронхах и при длительном вдыхании приводит к возникновению профессиональных заболеваний. Такие пылевые частицы под влиянием воздушных тепловых потоков и броуновского движения продолжительное время находятся во взвешенном состоянии, поверхность раздела между молекулами газа и твёрдыми частицами отсутствует. Причём время естественной коагуляции и седиментации частиц с этими размерами определяется десятками часов и сравнимо со временем распространения газообразных составляющих, что при оценке экологической опасности позволяет рассматривать негативное воздействие смеси токсичных газов и твёрдых частиц как одного компонента фазы в термодинамической системе.

#### *Состав отработавших газов*

Всего в составе отработавших газов автомобильных ДВС содержится около 280 компонентов, которые можно разделить на нетоксичные ( $N_2$ ,  $O_2$ ,  $CO_2$ ,  $H_2O$ ,  $H_2$ ) и токсичные ( $CO$ ,  $NO$ ,  $C_mH_n$ ,  $SO_2$ ,  $H_2S$ , альдегиды, сажа и др.) (рис. 5.3).

Вредные вещества ОГ имеют свою специфику механизма образования как результат реализации одного из возможных направления реакции при горении (окислении) углеводородов



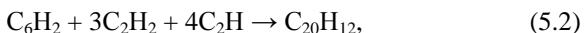
**Рис. 5.3. Основные источники образования вредных токсичных выбросов**

В бензиновых карбюраторных двигателях, работающих, как правило, на обогащённых смесях ( $\alpha \leq 1$ ), основная масса оксида углерода СО является продуктом неполного сгорания.

В дизелях, работающих при  $\alpha > 1$ , источниками образования СО являются низкотемпературные участки пламени, недостаток кислорода на поздних стадиях впрыска, окисление образовавшихся частиц углерода (сажи).

Углеводороды  $C_xH_y$  образуются в результате реакций пиролиза и синтеза, а также снижения температуры у стенок цилиндров, неоднородности топливно-воздушной смеси, пропусков зажигания. Углеводороды в отработавших газах – это несколько десятков наименований веществ: полициклические ароматические углеводороды (ПАУ), альдегиды, фенолы. Максимальный уровень токсичности имеет бенз(а)пирен  $C_{20}H_{12}$ , относящийся к группе полиароматических углеводородов (ПАУ).

Бенз(а)пирен образуется одновременно с сажей. Гипотетическая реакция образования  $C_{20}H_{12}$  при пиролизе углеводородных топлив при температуре более 873 К может быть записана в виде



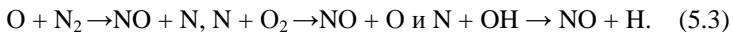
где  $C_6H_2$  – полирадикал, представляющий первичное образование сажи;  $C_2H_2$  и  $C_2H$  – элементные блоки.

В ОГ может содержаться от 10,0 до 20,0 мкг/м<sup>3</sup> бенз(а)пирена.

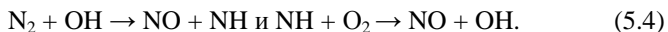
Оксиды азота  $NO_x$  представляют набор нескольких соединений азота и кислорода со значительным преобладанием NO. В ОГ бензиновых двигателей NO составляет до 99%, в ОГ дизелей – не менее 90%.

В камере сгорания NO может образовываться: при высокотемпературном окислении азота воздуха, в результате низкотемпературного окисления азотосодержащих соединений топлива (амины, пиридин, карбазол) и из-за столкновения углеводородных радикалов с молекулами азота при наличии пульсации температуры в зоне реакции горения.

Преимущественно при сгорании бедных и умеренно богатых смесей ( $\alpha > 0,8$ ) происходят реакции:



В богатых смесях ( $\alpha < 0,8$ ) реакции запишутся следующим образом:



Процентное соотношение основных газообразных составляющих ОГ карбюраторного и дизельного двигателей приведено в табл. 5.1.

## 5.1. Состав отработавших газов бензинового и дизельного двигателей

Двигатель	Состав отработавших газов, %						
	N <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O (пар)	CO <sub>2</sub>	CO	N <sub>x</sub> O <sub>y</sub>	C <sub>x</sub> H <sub>y</sub>
Бензиновый	72,0...77,0	0,3...0,8	3,0...5,5	5,0...12,0	18,0...23,0	≤ 5,5	0,2...2,0
Дизельный	76,0...78,0	2,0...18,0	0,5...4,0	1,0...10,0	1,6...2,5	≤ 3,8	≤ 0,8
Масса выбросов в год, т	1,50	0,06	0,10	0,23	≤ 0,01	0,01	≤ 0,01

Твёрдые частицы, содержащиеся в ОГ двигателей, состоят из нерастворимых веществ (твёрдый углерод, сульфаты, соединения свинца, оксиды металлов, диоксид кремния, нитраты, асфальты) и растворимых (смолы, фенолы, альдегиды, нагар).

Сажа (твёрдый углерод) является основным компонентом нерастворимых твёрдых частиц, образующихся при горении всех видов углеводородного топлива. Сажа состоит из кристалликов графита, сформировавшихся в частицы неправильной сферической формы размерами 0,3...100 мкм. На частицах сажи адсорбируются канцерогенные полициклические углеводороды (ПАУ).

Выделение сажи из пламени происходит при коэффициенте избытка воздуха  $\alpha = 0,33...0,70$ . В отрегулированных двигателях с внешним смесеобразованием и искровым зажиганием (бензиновых, газобаллонных) вероятность появления таких зон незначительна. Масса сажи в ОГ этих двигателей не превышает 0,13 г/м<sup>3</sup>. У дизелей локальные переобогащённые топливом зоны образуются чаще, и процессы сажеобразования реализуются в полной мере (масса выбросов 0,43...1,10 г/м<sup>3</sup>). Образование сажи зависит и от состава топлива: чем больше соотношение С/Н в топливе (чем больше тяжёлых фракций в топливе), тем выход сажи выше.

Со свойствами топлива связано также содержание в ОГ твёрдых частиц соединений серы и свинца. Сера, входящая в состав топлива, во время горения интенсивно окисляется в диоксид серы SO<sub>2</sub> по механизму, аналогичному образованию СО. Масса выбросов диоксида серы в ОГ менее качественных дизельных топлив 1,8...2,0 г/м<sup>3</sup>, бензиновых на порядок меньше – 0,17 г/м<sup>3</sup>. Свинец в составе этилированных бензинов при горении соединяется с углеводородными радикалами и выбрасывается в атмосферу с ОГ в виде галогенидов свинца (одним из

таких соединений является тетраэтилсвинец). По некоторым данным, с ОГ выбрасывается соединений свинца в объёме до 85%, введённого в бензин с присадками.

Источником минеральных твёрдых частиц, в основном является кварцевая пыль дорожного покрытия, изнашивающегося в результате взаимодействия протектора шин с дорогой. Износ дорожного полотна происходит или в результате выбивания колёсами автомобиля отдельных частиц, или его истирания в процессе проскальзывания шины в зоне контакта с покрытием (впившиеся в протектор песчинки действуют как абразив). Одновременно с износом поверхности дороги происходит износ протектора шины.

## 5.2. НОРМИРОВАНИЕ ВРЕДНЫХ ПЫЛЕГАЗОВЫХ ВЫБРОСОВ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Нормирование выбросов загрязняющих веществ с ОГ двигателей и частиц износа шин и тормозных накладок можно разделить на косвенное и непосредственное.

Косвенное нормирование заключается в установлении предельно допустимых концентраций вредных веществ (ВВ) в воздухе рабочей зоны, в воздухе населённых мест, в топливе, или предельных значений оптической плотности ОГ с видимыми загрязнителями.

Непосредственное нормирование заключается в установлении предельно допустимых концентраций вредных веществ в выбросах автомобилей по типам двигателей и категориям ТС. Правилами № 40 и 47 ЕЭК ООН установлены нормы вредных веществ, выделяемых двигателями мотоциклов и мопедов.

Предельно допустимые концентрации вредных веществ в воздухе рабочей зоны и в воздухе населённых мест установлены государственными стандартами, строительными нормами и правилами, санитарными нормами.

Нормы ПДК в воздухе рабочей зоны и в воздухе населённых мест распространяются на токсичные вещества независимо от источника выбросов. Известно, что уровень загрязнения воздуха зависит не только от воздействия автотранспорта, но и от наличия тех или иных промышленных производств, тепловых электростанций, объёмы вредных выбросов которых на порядки превышают выбросы одного автомобиля. Значимы выбросы автомобилей в зоне автотранспортных коридоров городских магистралей, на производственных площадках АТП и предприятий автосервиса. При этом необходимо иметь в виду, что изменение интенсивности выбросов технологических процессов, связанных с автомобилями, со временем приводит к неравномерному выбору загрязняющих веществ в атмосферу.

Большое разнообразие вредных компонентов в ОГ автомобилей, неодинаковое их содержание в двигателях разных типов и марок (и даже двигателей одной марки) может усложнить расчёты и сравнение. Для оценки экологической безопасности автотранспорта предложен показатель – количество основных ВВ, выделяемых в атмосферу при сжигании 1 кг топлива. При этом для эффективного оценивания экологической опасности и сравнения с экологическими нормами рекомендуется использовать удельный выброс ВВ, приведённый к «СО» с учётом их предельно допустимых концентраций в атмосфере воздуха. Выбросы других источников можно учитывать в качестве «фоновой» концентрации вредных веществ. В частности, фоновая концентрация (приведённая к «СО») вредных веществ от стационарных источников вдоль городской автомагистрали может быть принята при расчётах равной  $1 \text{ мг/м}^3$ .

Выбросы  $\text{SO}_2$  напрямую связаны с содержанием серы в топливах. Максимальное содержание серы в отечественных сортах дизельного топлива следующее: дизельное летнее и зимнее – 0,5% по массе, дизельное высококачественное – 0,2%. В отечественных бензинах содержание серы значительно меньше – от 0,01% (АИ-93) до 0,12% (А-76 этилированный). Наиболее жёсткие нормы на предельное содержание серы в автомобильных топливах установлены в некоторых штатах США и Швеции. В частности, в штате Калифорния нормы требуют, чтобы серы в автомобильных бензинах было не более 0,003% (об.), а в дизельном топливе – не более 0,05%. Чем больше в топливе серы, тем выше выбросы сульфатов и связанной с ними воды, доля которых в составе твёрдых частиц может составлять 20%.

Нормирование выбросов видимых загрязнителей с ОГ по оптической плотности производится для установившихся режимов внешней скоростной характеристики и режимов «свободного ускорения» и представляет собой таблицу, в которой номинальный расход ОГ, л/с, сопоставлен с коэффициентом поглощения света,  $\text{м}^{-1}$ , (Правила № 24 ЕЭК ООН).

К непосредственно нормируемым вредным веществам в составе ОГ АТС относятся:

- диоксид углерода (углекислый газ) –  $\text{CO}_2$ ;
- монооксид углерода (угарный газ) –  $\text{CO}$ ;
- оксиды азота ( $\text{NO}$ ,  $\text{NO}_2$ ,  $\text{N}_2\text{O}$ ,  $\text{N}_2\text{O}_3$ ,  $\text{N}_2\text{O}_5$ ) –  $\text{NO}_x$ ;
- твёрдые частицы (графит, металлы, соединения сульфатов и нитратов, высокомолекулярные углеводороды топлива и моторного масла);
- суммарные углеводороды (более 40 загрязняющих веществ разного уровня агрессивности и токсичности) –  $\text{C}_x\text{N}_y$ .

Стандарты на выбросы АТС используются при оценке экологической безопасности АТС и двигателей для возможности их реализации (процедура «утверждения типа»), проверках стабильности производства и соответствия в эксплуатации. Стандарты связывают массы вредных выбросов или с пробегом автомобиля (г/км), или с затраченной энергией двигателя г/(кВтч), причём методы проверок жёстко регламентируются.

Стандарты предусматривают постепенное ужесточение норм на вредные выбросы. ГОСТ Р 41.83–2004 «Единообразные предписания, касающиеся сертификации транспортных средств в отношении выбросов вредных веществ в зависимости от топлива, необходимого для двигателей» применяют в отношении: выбросов вредных веществ с отработавшими газами при нормальной и низкой температуре окружающей среды, выбросов в результате испарений и выбросов картерных газов, долговечности устройств для очистки отработавших газов, а также в отношении бортовой диагностической системы (БДС) транспортных средств, оснащённых двигателями с принудительным зажиганием и имеющих не менее четырёх колёс.

Стандарты на выбросы АТС полной массой до 3,5 т ( $M_1$  и  $N_1$  и более 3,5 т имеют существенные различия. Так, вышеуказанные Правила № 83 ЕЭК ООН устанавливают требования к выбросам загрязняющих веществ в зависимости от топлива и распространяются на АТС категорий  $M_1$  и  $N_1$ , работающих на этилированном бензине, неэтилированном бензине и дизельном топливе.

В таблице 5.2 приведены нормы на выбросы  $CO$ ,  $CH + NO_x$  и твёрдых частиц при холостом ходе двигателя после 13 мин испытаний АТС в городском цикле.

Правилами № 83 ЕЭК ООН также установлены требования к суммарному выбросу углеводородов в результате испарения топлива в системе питания при определённых внешних условиях и требования к непревышению выбросов вредных веществ при изменении технического состояния систем двигателя за пробег автомобиля 160 тыс. км.

Нормы экологической безопасности на вредные выбросы двигателей с воспламенением от сжатия и двигателей, работающих на природном газе, а также двигателей с принудительным зажиганием, работающих на сжиженном нефтяном газе, и транспортных средств, оснащённых этими двигателями, установлены ГОСТ Р 41.49–2003.

Нормы выбросов вредных веществ с ОГ для проверки соответствия требованиям экологической безопасности АТС с полной массой свыше 3,5 т, оснащённых бензиновыми двигателями с принудительным зажиганием (с рабочим объёмом до 5,9 л и более, выпускаемых в России), установлены ГОСТ 51832–2001.

## 5.2. Нормы выбросов АТС в смешанном цикле

Категория АТС	Масса снаряжённого АТС, кг	Предельные величины выбросов, г/км		
		СО	СН + NO <sub>x</sub>	ТЧ
Правила № 83/02				
M <sub>1</sub>	все	2,72 (3,16)	0,97 (1,13)	0,14 (0,18)
N <sub>1</sub>	до 1250	2,72 (3,16)	0,97 (1,13)	0,14 (0,18)
	от 1250 до 1700	5,17 (6,0)	1,4 (1,6)	0,19 (0,22)
	свыше 1700	6,9 (8,0)	1,7 (2,0)	0,25 (0,29)
Правила № 83/03				
M <sub>1</sub>	все бензиновые	2,2	0,5	–
	все дизельные	1,0	0,7	0,08
N <sub>1</sub>	до 1250	2,72	0,97	0,14
	от 1250 до 1700	5,17	1,4	0,19
	свыше 1700	6,9	1,7	0,25

Нормы выбросов оксида углерода и углеводородов для проверок экологической безопасности в эксплуатации АТС с бензиновыми двигателями и двигателями от сжатия установлены ГОСТ 17.2.2.03–87, для газобаллонных АТС в ГОСТ 17.2.2.06–99, нормы по дымности ОГ дизельных двигателей – ГОСТ 52160–2003.

### *Требования к двигателю и его системам*

В эксплуатации двигатели автомобилей проверяются на соответствие требованиям норм охраны окружающей среды. Нормы для эксплуатирующихся автомобилей постоянно актуализируются по мере ввода в действие «поправок» к стандартам с требованиями к новым автомобилям.

Предельно допустимое содержание загрязняющих веществ и углеводородов в отработавших газах АТС с бензиновыми двигателями установлены ГОСТ Р 52033–2003 и ГОСТ 41.24–2003.

Предельно допустимые содержания СО и СН в отработавших газах АТС с бензиновыми двигателями приведены в табл. 5.3.

В эксплуатационных документах автомобиля предприятие-изготовитель указывает штатную комплектацию автомобиля оборудованием для снижения выбросов загрязняющих веществ; предельно допустимое содержание оксида углерода, углеводородов, и допустимый диапазон значений коэффициента избытка воздуха  $\lambda$ .

**5.3. Требования ГОСТ Р 52033–2003 к содержанию токсических веществ в отработавших газах**

Категории АТС	ГОСТ Р 52033–2003	
Частота вращения коленчатого вала $n_{\text{мин}}$		
$M_1, N_1$	не более 1100 мин <sup>-1</sup>	
Для остальных категорий АТС	не более 900 мин <sup>-1</sup>	
Частота вращения коленчатого вала $n_{\text{пов.}}$		
$M_1, N_1$ , не оборудованные системами нейтрализации	2500...3500 мин <sup>-1</sup>	
$M_1, N_1$ , оборудованные системами нейтрализации	2000...3500 мин <sup>-1</sup>	
для остальных категорий АТС	2000...2800 мин <sup>-1</sup>	
Содержание оксида углерода (СО) и углеводородов (СН) в отработавших газах не должны превышать указанных значений		
$M_1, M_2, M_3, N_1, N_2, N_3$ , произведённые до 01.10.1986 г.	$n_{\text{мин}}$	СО – 4,5% СН – не измеряется
	$n_{\text{пов.}}$	не измеряется
$M_1, N_1$ , не оснащённые системами нейтрализации отработавших газов	$n_{\text{мин}}$	СО – 3,5% СН – 1200 млн <sup>-1</sup>
	$n_{\text{пов.}}$	СО – 2,0% СН – 600 млн <sup>-1</sup>
$M_2, M_3, N_2, N_3$ , не оснащённые системами нейтрализации отработавших газов	$n_{\text{мин}}$	СО – 3,5% СН – 2500 млн <sup>-1</sup>
	$n_{\text{пов.}}$	СО – 2,0% СН – 1000 млн <sup>-1</sup>
$M_1, N_1$ , оборудованные двухкомпонентной системой нейтрализации отработавших газов	$n_{\text{мин}}$	СО – 1,0% СН – 400 млн <sup>-1</sup>
	$n_{\text{пов.}}$	СО – 0,6% СН – 200 млн <sup>-1</sup>
$M_2, M_3, N_2, N_3$ , оборудованные двухкомпонентной системой нейтрализации отработавших газов	$n_{\text{мин}}$	СО – 1,0% СН – 600 млн <sup>-1</sup>
	$n_{\text{пов.}}$	СО – 0,6% СН – 300 млн <sup>-1</sup>
$M_1, N_1$ , оборудованные трёхкомпонентной системой нейтрализации отработавших газов и те же автомобили, оборудованные встроенной (бортовой) системой диагностирования	$n_{\text{мин}}$	СО – 0,5% СН – 100 млн <sup>-1</sup>
	$n_{\text{пов.}}$	СО – 0,3% СН – 100 млн <sup>-1</sup>
$M_2, M_3, N_2, N_3$ , с трёхкомпонентной системой нейтрализации отработавших газов и те же автомобили, оборудованные встроенной (бортовой) системой диагностирования	$n_{\text{мин}}$	СО – 0,5% СН – 200 млн <sup>-1</sup>
	$n_{\text{пов.}}$	СО – 0,3% СН – 200 млн <sup>-1</sup>



#### 5.4. Нормативные значения дымности

Режим измерения дымности	Предельно допустимый натуральный показатель ослабления светового потока $K_{\text{доп}}$ , $\text{м}^{-1}$ , не более	Предельно допустимый коэффициент ослабления светового потока $N_{\text{доп}}$ , %, не более
Свободное ускорение для автомобилей		
без наддува	1,2	40
с наддувом	1,6	50
Максимальная частота вращения	0,4	15

Для автомобилей с пробегом до 3000 км нормативное значение содержания оксида углерода и углеводов в отработавших газах установлено технологическими нормами предприятия-изготовителя.

Значение коэффициента избытка воздуха  $\lambda$  в режиме холостого хода на  $n_{\text{пов}}$  у автомобилей, оборудованных трёхкомпонентной системой нейтрализации отработавших газов, должно быть в пределах данных предприятия-изготовителя. Если данные предприятия-изготовителя отсутствуют или не указаны, значение коэффициента  $\lambda$  должно быть от 0,97 до 1,03.

Невозможно сопоставить стандарты Российской Федерации с аналогичными стандартами, действующими в других странах, в том числе с требованиями Правил № 15, 24, 49 ЕЭК ООН из-за различия в методиках испытаний и используемых показателях.

Ограничение загрязнения атмосферы отработавшими газами АТС обеспечивает:

- совершенствование автомобиля и его технического состояния (созданы процессы послыйного смесеобразования; камеры сгорания с вихревым движением рабочей смеси; системы регулирования состава смеси и опережения её зажигания, управляемые микропроцессорами; «дожигания» вредных веществ в нейтрализаторе, который становится частью выпускной системы);

- рациональная организация перевозок и движения (наиболее неблагоприятными с позиции токсичности ОГ являются режимы разгона, замедления и холостого хода);

- ограничение распространения загрязнения от источника к человеку (транспортная планировка городов, специальные защитные сооружения, градостроительные мероприятия).

Поддержание технического состояния АТС в период эксплуатации позволяет уменьшить в среднем на 30...40% выброс технических веществ в атмосферу.

В настоящее время соответствие требованиям правил ЕЭК ООН № 15 и № 49 по токсичности ОГ и № 42 по дымности ОГ не может быть достигнуто без применения нейтрализаторов ОГ. Наибольшее распространение получили каталитические нейтрализаторы, в которых в качестве катализатора используются редкоземельные элементы (платина, палладий, родий). При очистке ОГ дизелей от сажи используются мокрые способы очистки (поверхностные, барбатажные, распыляющиеся и насадочные), а также электрофилтры.

Существующие способы нейтрализации ОГ в выпускной системе отличаются значительной сложностью конструкции, высокой стоимостью и вызывают увеличение удельного расхода топлива до 16% вследствие возрастания сопротивления выпуска.

При превышении норм автомобиль считается технически неисправным и до устранения этой неисправности не подлежит дальнейшей эксплуатации.

В стандарте указано, что контроль содержания оксида углерода и углеводородов следует проводить:

- на предприятиях, эксплуатирующих и обслуживающих автомобили, при техническом обслуживании и после ремонта или регулировки агрегатов, узлов и систем, влияющих на изменение содержания вышеуказанных веществ в отработавших газах;
- на предприятиях, осуществляющих капитальный ремонт автомобилей;
- на предприятиях, изготавливающих двигатели и автомобили, при приёмочных, периодических испытаниях и контрольных проверках;
- при сертификационных испытаниях;
- государственных технических осмотрах;
- выборочном контроле на дорогах и улицах.

Стандартом установлены общие требования при измерении:

- выпускная система автомобиля должна быть исправна (определяется внешним осмотром);
- перед измерением двигатель должен быть прогрет не ниже рабочей температуры охлаждающей жидкости (или моторного масла для двигателей воздушного охлаждения), указанной в руководстве по эксплуатации автомобиля;
- погрешность средства измерения (газоанализатор, тахометр) не должна быть для переносного прибора более  $\pm 5\%$  от верхнего предела измерений по шкале, а стационарного – не более  $\pm 2,5\%$ .

Предельно допустимый уровень дымности ОГ эксплуатирующихся автомобилей с дизелями установлен ГОСТ Р 52160.

Указанный стандарт соответствует «Соглашению о принятии единообразных условий для периодических технических осмотров

### 5.5. Предельно допустимое содержание СО и СН в ОГ газобаллонных автомобилей в эксплуатации

Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	СО, %		СН, мин <sup>-1</sup>				СО, %		СН, мин <sup>-1</sup>			
	СНГ	СПГ	Рабочий объём двигателя, дм <sup>3</sup>				СНГ	СПГ	Рабочий объём двигателя, дм <sup>3</sup>			
			до 3 вкл.		свыше 3				до 3 вкл.		свыше 3	
			СНГ	СПГ	СНГ	СПГ			СНГ	СПГ	СНГ	СПГ
	для автомобилей, выпущенных до 01.07.2000						для автомобилей, выпущенных после 01.07.2000					
$n_{х.х min}$	3,0	3,0	1000	800	2200	2000	3,0	2,0	1000	700	2200	1800
$n_{х.х пов}$	2,0	2,0	600	500	900	850	2,0	1,5	600	400	900	750

колёсных транспортных средств и взаимном признании таких осмотров», принятому в Вене в 1997 г., а также требованиям ГОСТ Р 41.24–2003 (Правила ЕЭК ООН № 24).

Предельно допустимое содержание оксида углерода и углеводородов в отработавших газах газобаллонных АТС установлено ГОСТ Р 17.2.02.06–99.

По этому стандарту режимы и методика контроля такие же, что и по ГОСТ Р 52033, нормы на предельно допустимое содержание СО и СН в отработавших газах при работе на сжатом (СНГ) и сжиженном (СПГ) газах указаны в табл. 5.5.

Подтекания и каплепадение топлива в системе питания бензиновых двигателей и дизелей не допускаются. Запорные устройства топливных баков и устройства перекрытия топлива должны быть работоспособны. Крышки топливных баков должны фиксироваться в закрытом положении, повреждения уплотняющих элементов крышек не допускаются.

Газовая система питания газобаллонных АТС должна быть герметична. Не допускается использование на газобаллонных АТС баллонов с истёкшим сроком периодического их освидетельствования.

В соединениях и элементах системы выпуска отработавших газов не должно быть утечек. Разъединение трубок в системе вентиляции картера двигателя не допускается.

### 5.3. ШУМ АВТОМОБИЛЯ. ТРЕБОВАНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ К ВНЕШНЕМУ ШУМУ

Шум автомобиля является одним из побочных, повторяющихся с определённой частотой физических процессов, которые при преобразовании энергии в системах автомобиля возбуждают колебания и соз-

дают через внешние тела механические возмущения в упругой среде воздуха. Источниками внешнего шума в работающем автомобиле являются поверхности двигателя, системы впуска и выпуска, а в движущемся – также поверхности агрегатов трансмиссии, элементы кузова и подвески, шины, взаимодействующие с дорогой.

В результате взаимодействия колеса с дорожным покрытием возникает шум, уровень и характеристики которого зависят от типа автомобиля, конструкции подвески, рисунка протектора, нагрузки на шину, её жёсткости и давления в ней. Шум при нормальной работе двигателя внутреннего сгорания возникает во впускном тракте карбюратора и трубопроводе; в кривошипно-шатунном и газораспределительном клапанном механизме; в зубчатых, а также в цепных и ременных передачах между коленчатым и распределительным валами; в системе охлаждения двигателя вследствие работы вентилятора, ременной передачи и водяного насоса; в выпускной системе. Шум возникает также в зубчатых зацеплениях коробки передач и ряде других второстепенных (по шуму) механизмов, а также при неисправностях ТС.

Человек воспринимает колебания объектов в воздушной среде как звуки в диапазоне 20...20 000 Гц, которые в технике и гигиене принято делить на восемь октав со среднегеометрическими частотами: 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000 и 8000 Гц.

У технически исправного легкового автомобиля, имеющего небольшой пробег, основной источник шума – взаимодействие шин с дорожным покрытием (у грузового автомобиля шум шин составляет меньшую долю от общего шума) и обтекание кузовных деталей воздушным потоком. В процессе эксплуатации автомобиля по мере его износа происходит увеличение уровня шума. Эксперименты показали, что средняя разница в уровне шума при этом может достигать 1,5...2,5 дБ(А) в год.

Уровень шума, создаваемый отдельным автомобилем, в значительной мере определяется режимом движения. При движении на неустановившихся режимах увеличивается шум двигателя и шасси, что характерно для движения в городских условиях.

Шум работающего двигателя складывается из шумов механического и аэродинамического происхождения. Шум механического происхождения, излучаемый наружными вибрирующими поверхностями, возникает при движении кривошипно-шатунного и клапанного механизмов, механизма распределительных шестерён, в системах питания и смазки. Шум аэродинамического происхождения складывается из шума всасывания воздуха и впрыскивания топлива, шума выпуска отработавших газов и шума вентилятора.

### 5.6. Допустимые уровни внешнего шума автомобилей при разгоне, дБ(А)

Тип АТС	Правила № 51/01	Правила № 51/02
Пассажирские ≤ 9 мест, включая водителя	77	74
Пассажирские ≥ 9 мест полной массой > 3,5 т:		
– с двигателями < 150 кВт;	80	78
– с двигателями > 150 кВт	83	80
Пассажирские ≥ 9 мест и грузовые:		
– полной массой ≤ 2 т;	78	76
– полной массой > 2 т, но не более 3,5 т	79	77
Грузовые, полной массой > 3,5 т:		
– с двигателями < 75 кВт;	81	77
– с двигателями ≥ 75 кВт, но < 150 кВт;	83	78
– с двигателями ≥ 150 кВт	84	80

Внешний шум автомобиля нормируется в соответствии с Правилами № 51 ЕЭК ООН (табл. 5.6). Для последующих проверок АТС, находящихся в эксплуатации, согласно ГОСТ Р 52231–2004 внешний шум измеряется на неподвижном автомобиле. Уровень внешнего шума в эксплуатации не должен превышать 72 дБ(А).

Приведённые выше характеристики шума и источники его возникновения относятся к одиночным автомобилям. Фактически, шум создают транспортные потоки, и уровень его может меняться от очень многих причин, основными из которых являются: техническое состояние, скорость движения и режимы движения автомобиля; тип и состояние дорожного покрытия; состав и характеристика транспортного потока, в котором движется автомобиль; градостроительные особенности магистрали.

Для снижения транспортного шума можно выделить два уровня воздействия: микроуровень – воздействие на единичное ТС, макроуровень – воздействие на транспортный поток в целом. Для снижения шума автомобиля прежде всего стремятся конструировать менее шумные механические узлы; уменьшить число процессов, сопровождающихся ударами; снизить величину неуравновешенных сил, скорости обтекания деталей газовыми струями, допуски сопрягаемых деталей; улучшить смазку; применить подшипники скольжения и бесшумные материалы. Кроме того, уменьшение шума автомобиля достигается применением шумопоглощающих и шумоизолирующих устройств.

Превышение требований экологической безопасности автомобиля по шуму может возникать и достигать значительных величин только

при неисправностях отдельных узлов и деталей: поломке зубьев шестерни, короблении дисков сцепления, дисбалансе карданного вала, нарушении зазоров между зубчатыми колёсами в главной передаче и т.д. Особенно резко возрастает шум автомобиля при неисправности различных элементов кузова.

Основной путь обеспечения уровня шума в допускаемых пределах – правильная техническая эксплуатация автомобиля.

Уровень шума выпуска двигателя автомобиля проверяется в условиях эксплуатации по ГОСТ Р 52231–2004 на неподвижном автомобиле на расстоянии 0,5 м от среза выпускной трубы. Уровень шума не должен превышать предельного значения более, чем на 5 дБ(А) контрольного значения, установленного в эксплуатационной документации.

Если в эксплуатационной документации не указаны контрольные значения уровня шума, то допустимый уровень шума выпускной системы автомобиля не должен превышать следующих значений:

- автомобили категории  $M_1$ , автомобили грузопассажи́рские и грузовые категории  $N_1$  – 96 дБ(А);

- автобусы категории  $M_2$  и автомобили грузовые категории  $N_2$  – 98 дБ(А);

- автобусы категории  $M_3$  и автомобили грузовые категории  $N_3$  – 100 дБ(А).

На АТС категорий N и M, оборудованных изготовителем системой нейтрализации отработавших газов, демонтаж или неработоспособность этой системы не допускаются. Функционирование сигнализатора системы нейтрализации отработавших газов, снабжённой таким сигнализатором, должно соответствовать её работоспособному состоянию.

#### 5.4. ТРЕБОВАНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ К ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫМ ИЗЛУЧЕНИЯМ АВТОМОБИЛЯ

##### *Воздействие электромагнитного излучения*

Электромагнитное поле высокой, ультравысокой и сверхвысокой частот (ВЧ, УВЧ и СВЧ) метрового, дециметрового, сантиметрового и миллиметрового диапазонов – среда для переноса информации, закодированной в радио- и телесигналах. Электромагнитные поля не только создаются целенаправленно для применения в радиотехнике, телевидении, радиоастрономии, радиолокации, радиоспектрометрии, но и образуются при работе всех электротехнических приборов и установок, в том числе электрооборудования и систем зажигания автомобиля.

Автомобиль является сравнительно маломощным источником электромагнитного излучения (ЭМИ). Однако проблема электромаг-

нитной безопасности ТС существует, она связана с большим числом источников, в том числе электротранспорта на улицах города, и проникновением транспортных потоков в жилую застройку.

Уже сегодня электромагнитное поле на 18 – 32% территории городов формируется в результате или с учётом автомобильного движения. И дело не только в том, что электромагнитные волны, возникающие при движении транспортных средств, являются помехами теле- и радиоприёму. Электромагнитные поля с высокой плотностью энергии могут оказывать вредное воздействие непосредственно на организм человека.

Вредное воздействие ЭМИ на человека связано с переносом их энергии. Поглощение энергии кожным покровом – это наименее опасный случай, так как излишнее тепло ощущается как повышение температуры кожи и интенсивно излучается в окружающее пространство. Поглощение энергии электромагнитных волн внутренними органами наиболее опасно, так как они обладают слабовыраженным механизмом терморегуляции.

В развитых странах мира существует утверждённый предельно допустимый уровень воздействия электромагнитных полей на население в зависимости от частоты излучения. В конце прошлого века в России он составлял  $1 \text{ мкВт/см}^2$  для СВЧ.

Для рабочих мест и мест возможного нахождения персонала, связанного профессионально с воздействием полей (кроме случаев облучения от вращающихся и сканирующих антенн), предельно допустимая плотность потока энергии электромагнитных полей в диапазоне частот 300 МГц – 330 ГГц определяется временем пребывания в зоне облучения. Так, пребывание в течение всего рабочего дня безопасно в поле с плотностью потока энергии не более  $0,1 \text{ Вт/м}^2$ , не более 2 ч – в поле с плотностью  $0,1 \dots 1,0 \text{ Вт/м}^2$ , не более 20 мин – в поле с плотностью  $1 \dots 10 \text{ Вт/м}^2$ , при условии, что в остальное время плотность потока энергии не превысит  $0,1 \text{ Вт/м}^2$ .

Помимо непосредственного воздействия на человека, ЭМИ ухудшают качество радио- и телепередач. В этом случае их рассматривают как радиопомехи.

АТС должны удовлетворительно функционировать в электромагнитной среде и не создавать электромагнитных помех для любого объекта, находящегося в этой среде. Характеристикой автомобиля как источника радиопомех является напряжённость поля, измеряемая в децибелах относительно  $1 \text{ мкВ/м}$ .

Предельный уровень электромагнитных излучений АТС всех категорий и их электронных и электрических составных частей установлен в Правилах № 10 ЕЭК ООН. Автомобиль с работающим двигателем должен соответствовать требованиям Правил в отношении собственных ЭМИ в широкополосном и узкополосном диапазонах (табл. 5.7).

## 5.7. Требование Правил в отношении собственных электромагнитных излучений в широкополосном и узкополосном диапазонах

Ширина полосы	Частота $f$ , МГц		
	свыше 30 до 75	свыше 75 до 400	свыше 400 до 1000
Широкополосное излучение – расстояние измерения 10 м			
120	34	$34 + 15, 131$ $g(f/775)$	45
Широкополосное излучение – расстояние измерения 3 м			
120	44	$44 + 15, 131$ $g(f/775)$	55
Узкополосное излучение – расстояние измерения 10 м			
120	24	$24 + 15, 131$ $g(f/775)$	35
Узкополосное излучение – расстояние измерения 3 м			
120	34	$34 + 15, 131$ $g(f/775)$	45

### *Факторы интенсивности ЭМИ*

Интенсивность ЭМИ автомобиля определяется рядом конструктивных и эксплуатационных факторов. Наибольшее значение имеют тип двигателя, компоновка автомобиля. В перечень конструктивно-технических особенностей АТС, влияющих на уровень ЭМИ, включают: степень сжатия двигателя, использование пластмассовых или металлических крыльев, крыш, облицовки, воздушных фильтров; размеры, форму и расположение распределителя и катушки зажигания; размеры и форму моторного отделения и размещение высоковольтных проводов, правое и левое управление, наличие вспомогательных двигателей. Большое значение имеет техническое состояние всех узлов и агрегатов, формирующих электромагнитное поле и состояние токопроводящих перемычек между частями кузова, а также состояние поверхностей элементов кузова. Приборы системы зажигания и электрооборудования автомобиля являются первичными излучателями электромагнитных волн, а элементы кузова, детали моторного отсека, капот, крылья, решётка радиатора – вторичными.

В автомобилях с карбюраторными двигателями электромагнитное поле наибольшей интенсивности создают приборы системы зажигания. Следующей по интенсивности излучения является группа приборов системы электрического питания автомобиля: генераторы постоянного и переменного тока; регуляторы напряжения; системы вспомогательных



устройств с электроприводом; всевозможные датчики вибрационного типа или датчики, работа которых связана с коммутацией напряжения.

При работе системы зажигания ЭМИ возникают вследствие пробоя газовых зазоров между электродами свечей и прерывателя – распределителя системы зажигания. Образующийся искровой разряд состоит из ёмкостной и индуктивной составляющих. Ёмкостная составляющая обусловлена пробоем искрового промежутка накопленной энергией заряда, индуктивная составляющая – выделением энергии, накопленной в катушке зажигания при прохождении тока в ионизированном газовом промежутке, образованном ёмкостным разрядом.

Во время ёмкостного разряда между электродами свечей и контактами прерывателя – распределителя зажигания возникают короткие, длительностью в десятки доли микросекунды импульсы тока силой несколько десятков тысяч ампер. Скорость нарастания тока при этом составляет  $10^4 \dots 10^5$  А/мкс. Спектр такого импульса состоит из широкой гаммы электромагнитных волн, существующих в диапазоне частот от нескольких килоггерц до тысяч мегагерц.

Исследования показывают, что уровень напряжённости электромагнитного поля при работе дизельного двигателя в несколько раз меньше по сравнению с карбюраторными двигателями меньшей мощности. Это ещё раз говорит о том, что самым мощным источником электромагнитных излучений в автомобиле является система зажигания. Полученные зависимости указывают на хаотичность процесса излучения и на случайный характер резонансных явлений, возникающих в элементах электрооборудования автомобиля.

ЭМИ автомобилей с различными характеристиками делят на три группы: 1) карбюраторные АТС ёмкостью до 3 л; 2) карбюраторные АТС – свыше 3 л; 3) дизельные АТС. Если количественно оценить степень воздействия ЭМИ этих автомобилей на окружающую среду, то коэффициенты приведения будут иметь значения, соответственно: 1,0; 1,32; 0,2. Установлено наличие ярко выраженного резонанса в диапазонах частот 50...100 и 150...250 МГц. Средние уровни ЭМИ на этих частотах могут иметь превышения на 23 дБ(А).

#### *Конструктивные методы снижения уровня ЭМИ*

Основные методы снижения уровня ЭМИ на стадии проектирования и изготовления автомобилей – повышение экранирующей способности кузова автомобиля и применение помехоподавляющих устройств в системе зажигания.

Для обеспечения требований безопасности ЭМИ, создаваемых приборами системы зажигания, применяются различные помехоподавляющие устройства. Прежде всего, это резисторные проводки на основе неметаллического проводника с сопротивлением 10...40 кОм/м, а также

высоковольтные провода типа реактивного кабеля. Поглощающая способность провода такого типа основывается на использовании двух явлений: селективном поглощении высокочастотной энергии материалом проводника и поглощении энергии диэлектриком изоляции провода.

Кроме того, в элементах системы зажигания применяются дополнительные помехоподавляющие элементы: экранирующие наконечники для свечей зажигания, крышки распределителя и катушки зажигания. В случае, когда на специальных автомобилях необходимо довести уровень радиопомех до минимума, применяют индивидуальное экранирование приборов системы зажигания. Такая мера применяется, в частности, на автомобилях высокого класса. Существенно снижая интенсивность ЭМИ от автомобиля, индивидуальное экранирование усложняет диагностирование, обслуживание и ремонт автомобилей и не находит широкого применения.

В реальных конструкциях кузова эффективность экранирования в большей степени определяется надёжностью соединения между собой металлических панелей кузова, чем свойствами материала. Чем ближе расположен моторный отсек к электрически герметичному контуру, тем выше уровень экранирования. Поэтому необходимо обеспечивать, чтобы все детали кузова, особенно моторного отсека, имели наибольшее число надёжных в эксплуатации и защищённых от коррозии электропроводных соединений.

## 5.5. ПРОИЗВОДСТВЕННО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ БЕЗОПАСНОСТИ АВТОТРАНСПОРТА

Любой метод анализа позволит получить информацию об объекте исследования на основе определённого физического, химического и другого явлений [5].

Используя те или другие методы обеспечения экологической безопасности АТС (рис. 5.4), мы стремимся в конечном итоге достигнуть восстановления (регенерации) окружающей среды (ОС).

Жизненный цикл (ЖЦ) любого объекта состоит из хронологически последовательных этапов: создание (добыча и переработка сырья, производство конструкционных материалов и эксплуатационных материалов), производство (изготовление узлов, деталей, сборка, испытание), использование, восстановление работоспособности и утилизация (переработка).

На каждом этапе ЖЦ происходит потребление энергоресурсов, материалов, все производственно-технологические процессы сопровождаются выбросами вредных веществ.



**Рис. 5.4. Производственно-технологические методы обеспечения экологической безопасности автотранспорта**

*Системы снижения токсичности традиционных бензиновых двигателей*

1) Замкнутые системы вентиляции картера (с 1961 г. установлены во всех американских автомобилях) состоят из:

- клапана принудительной вентиляции картера (PCV-valve – Positive Comcast Ventilation valve), установленного в трубопроводе между картером и впускным коллектором;

- герметизированной крышки маслозаправочной горловины картера;
- трубопровода между воздушными фильтрами и крышкой маслозаправочной горловины;

- пламегасителя;

- отдельного воздушного фильтра.

2) Системы обезвреживания ОГ:

- ограничитель регулировок системы холостого хода;

- буфер-демпфер, замедляющий закрытие дроссельной заслонки при резком сбросе акселератора;

- электромагнитный ограничитель числа оборотов холостого хода;

- автоматическая воздушная заслонка с дополнительным подогревом термосиловыми элементами;

- воздухозаборное устройство с подогревом всасываемого воздуха.

3) Впускной коллектор и головка блока цилиндров (подогрев впускного коллектора).

4) Распределительный вал с суженным диапазоном перекрытия клапанов, уменьшающий обратный проток ОГ в КС и разбавление свежего заряда смеси и допускающий обеднение состава смеси.

5) Система дожигания ОГ путём нагнетания дополнительного воздуха к выпускным клапанам.

6) Аппарат обезвреживания окислов азота – РОГ (EGR – Exhaust Gas Recirculation valve).

Особенно следует подчеркнуть работы, связанные с интенсификацией рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания. Увеличение скорости турбулентного движения заряда или организации вихревого движения потока заряда во впускном трубопроводе и далее в цилиндре является существенным резервом снижения расхода топлива и выбросов вредных веществ ОГ.

## 5.6. ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ МЕТОДЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ БЕЗОПАСНОСТИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

В ускоренном и многоплановом развитии транспорта можно выделить следующие тенденции:

- абсолютный количественный рост сети коммуникаций как в новых регионах, так и на обжитой территории;

- повышение пропускных и перерабатывающих способностей линий, транспортных сооружений и комплексов;

- рост численности парка транспортных средств при одновременном повышении их мощности и грузоподъёмности;

- значительное увеличение объёмов потребления электроэнергии.

Определяющая роль транспорта в развитии всех отраслей хозяйственной деятельности и возрастание объёма грузовых и пассажирских перевозок предопределяет значительное взаимодействие транспорта с окружающей средой. Характер и масштабы взаимодействия транспорта с ОС зависят от вида транспорта

Рационализация структуры управления в транспортной системе и оптимизация транспортного процесса являются решающими направлениями в уменьшении масштабов и воздействия транспортных систем на ОС.

В этом плане вопросы развития общественного транспорта, планирования объёмов перевозок и необходимого количества автомобилей, структуры парков, выделения финансовых, материальных ресурсов, разграничиваемые рациональные сферы применения различных видов транспорта, координирует Правительство Российской Федерации.

На государственном и региональном уровнях обосновывается рациональное размещение производственных сил, что также должно способствовать уменьшению потребности в транспортном обслуживании.

Очевидно, что при этом совпадают критерии эффективности и безвредности, так как эффективное функционирование системы определяет минимизацию необходимого числа автомобилей и их общего пробега. В этом смысле создание территориально-производственных комплексов, обеспечение сырьевой, промышленной и потребительской базами способствует достижению не только экономических, но и экологических преимуществ.

Опасность транспортного средства для ОС определяется не только его конструктивными характеристиками, но и его техническим состоянием. Поэтому важным направлением оздоровления ОС является поддержание в условиях эксплуатации надлежащего технического состояния узлов и агрегатов, влияющих на топливную экономичность автомобиля, выбросы вредных веществ ОГ, уровень шума и безопасность движения.

Для крупных городов наиболее острой является проблема снижения выброса вредных веществ в центральной части города, особенно в часы пик. Даже увеличение средней скорости движения, ведущее к снижению выброса вредных веществ одиночным автомобилем, не всегда приносит желаемые результаты. Увеличение средней скорости движения транспортного потока ведёт к росту интенсивности дорожного движения, что в свою очередь снижает эффективность мероприятий по организации дорожного движения. Вместе с тем средствами регулирования дорожного движения можно снизить выброс вредных веществ от 5 до 15%.



**Рис. 5.5. Эксплуатационные методы обеспечения экологической безопасности автотранспортных средств**

При этом важнейшей практической задачей, позволяющей эффективно решать проблему повышения экологической безопасности парка АТС, является контроль их экологических характеристик в эксплуатации (рис. 5.5). Такой контроль должен:

- выявлять и выводить из эксплуатации АТС, не укладывающиеся в установленные для них нормы выбросов загрязняющих веществ;
- вводить административные и экономические механизмы, стимулирующие владельцев к обновлению парка, улучшению его экологических характеристик за счёт использования различных технических средств, топлив и присадок, снижающих выбросы;
- контролировать работоспособность узлов и агрегатов, обеспечивающих снижение токсичности выброса.

Для осуществления экологического контроля АТС в эксплуатации необходимо чётко определить те нормативы, которым они должны соответствовать при проверках. Эти нормативы должны быть жёстко увязаны с конструктивным уровнем АТС, так как очевидно, что допустимые выбросы современного автомобиля, оборудованного специаль-

ными системами снижения токсичности выхлопа, должны быть существенно ниже, чем у выпускающихся (и выпускаемых) автомобилей устаревших моделей, которые изначально не соответствуют современным международным экологическим требованиям.

Проведение экологического контроля автотранспорта с использованием дифференцированных нормативов на практике потребует чёткой классификации эксплуатируемого парка АТС, т.е. выделения тех групп автомобилей (по моделям, по применяемому дополнительному оборудованию и т.д.), к которым, исходя из их конструктивных возможностей, должны применяться различные по уровню жёсткости требования.

Конструктивный уровень автомобиля определяется при одобрении его типа (модели) в процессе сертификации. Экологическая сертификация моделей АТС осуществляется специально уполномоченными Госстандартом органами и техническими центрами в соответствии с требованиями действующих в рамках Женевского Соглашения 1958 г. редакций Правил ЕЭК ООН № 49 и 83 (уровни требований этих Правил разных лет называют Евро-0, Евро-1, Евро-2 и т.д.). Очевидно, с требованиями этих Правил и должны быть увязаны нормы эксплуатационного контроля. Подобный подход широко используется в международной практике.

Как видно из представленной схемы, предлагается ввести следующие экологические классы АТС:

- автомобили устаревших моделей – 0-й класс;
- автомобили 0-го класса, дополнительно оснащённые в эксплуатации устройствами, снижающими токсичность выброса – 1-й класс;
- автомобили современной конструкции, соответствующие требованиям Евро-1, Евро-2 и т.д. – 2-й, 3-й классы и т.д.

Подобная классификация разработана и для автотранспортных средств других категорий, в том числе с дизелями. Безусловно, для реализации предлагаемого подхода к проведению экологического контроля каждый конкретный автомобиль должен быть отнесён к тому или иному экологическому классу (это реально сделать в ходе проведения годовых технических осмотров) с выдачей на него специального экологического удостоверения (сертификата, талона, наклейки т.д.), позволяющего осуществлять соответствующую идентификацию автомобиля при его последующем контроле в эксплуатации.

Во многих странах ЕС (Швеция, Норвегия и др.) доказана экономическая выгодность практики ввода экологической классификации АТС, которая позволяет устанавливать гибкую систему ежегодного налогообложения в зависимости от этого класса и тем самым показывает выгодность иметь экологически чистый автомобиль, экономически вытеснив из эксплуатации экологически грязные.

Следует отметить существующие формы экологического контроля автомобилей в эксплуатации.

В зарубежной и отечественной практике применяют две основные формы контроля: контроль при периодическом техническом осмотре и выборочный контроль АТС в транспортном потоке или на предприятиях. Каждая форма контроля выполняет самостоятельную задачу.

Технический осмотр является основной формой контроля, в ходе которого весь эксплуатируемый парк АТС проходит обязательную проверку в соответствии с действующими стандартами на дымность и токсичность отработавших газов.

Выборочный контроль заключается в выборочной проверке соответствия технического состояния АТС нормативным требованиям в период между обязательными техническими осмотрами и применении к владельцам соответствующих санкций при их нарушении. Необходимость такой формы контроля вызвана тем обстоятельством, что факт прохождения обязательного технического осмотра ни в коем случае не является гарантией соответствия автомобиля установленным требованиям.

## 5.7. ПЕРСПЕКТИВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ УЛУЧШЕНИЯ ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Проблема экологической безопасности транспортных средств в различных странах решается по-разному, например, в США данную проблему решают в трёх этапах:

- усовершенствование автомобильной техники в соответствии с требованиями рынка;
- выполнение автомобильной промышленностью требований правительства и стандартов по минимально возможному расходу топлива;
- совместная деятельность правительства и автомобильной промышленности в рамках программ PNGV (Партнёрство для создания нового поколения автомобилей).

Основными характеристиками разрабатываемых в рамках PNGV автомобилей Supercar является: расход топлива 3 л/100 км, разгон 0..96 км/ч за 12 с, дальность пробега без дозаправки 610 км, минимальный пробег 160 000 км.

Другим направлением предлагаемых решений является создание гибридной силовой установки на базе ДВС.

В связи с тем, что по статистике 80% населения Европы проживает в городе и 50% из которых совершают поездки на собственных автомобилях менее 5 км в день, а 80% – менее 50 км в день, рациональным решением в данном случае может быть создание гибридной уста-



новки с двумя модулями, первый из которых служит для привода автомобиля, а второй – для заряда аккумуляторной батареи.

Французский концерн PSA и научно-исследовательский центр высшей школы в Цвиккау разработали опытную гибридную установку для серийного автомобиля Citroen Saxo Elektrique.

Фирма Renault считает также перспективным гибридные установки, двигатели для работы на природном газе и на водороде. Тем не менее, фирма продолжает работу по совершенствованию серийных бензиновых двигателей. Она впервые в Европе выступила серийным двигателем с впрыскиванием бензина в цилиндры, а также разработала новую концепцию, в соответствии с которой номинальная мощность двигателя лежит в области высоких частот вращения, а максимальное значение – в области средних частот вращения. Данная концепция обеспечивает новый тип турбокомпрессора «Avantime» с двумя входами и двумя независимыми улитками для отработавших газов. В 4-х-цилиндровом двигателе один вход соединён с цилиндрами 1 и 4, другой – с цилиндрами 2 и 3. Этим исключается взаимное влияние цилиндров, а также система выпуска, и повышается КПД компрессора. Разработан дизель с рабочим объёмом 1,5 л, с турбонаддувом и системой Common Rail. Последняя выполнена со сферическим аккумулятором топлива, давление в котором составляет 160 МПа. Одна из последних разработок фирмы – двигатель без распределительных валов, которые заменены электромагнитами.

Данная конструкция позволяет управлять индивидуально каждым клапаном, уменьшить потери на трение, легко изменять фазы газораспределения, отключать отдельные цилиндры и работать по 6-тактному циклу.

Другим перспективным направлением является применение топливных элементов, представляющих собой водородно-воздушный электрохимический генератор (ЭХГ).

Многие зарубежные автомобильные компании (Daimler Chrysler, Ford, General Motors, Honda, Nissan) разрабатывают современные технологии «чистых топлив» и «чистых автомобилей» как часть национальной программы по созданию автомобилей с низким содержанием токсичных компонентов в отработавших газах.

Фирма Daimler Chrysler в качестве перспективных источников энергии рассматривает топливные элементы, непосредственно преобразующие химическую энергию топлива в электрическую. Разработана новая концепция, в соответствии с которой электродвигатели в ступицах колёс переводятся в генераторный режим при торможении и подзаряжают аккумуляторную батарею, энергия которой используется для пуска двигателя.

Многие исследования в последние годы посвящены применению системы Common Rail, которая позволяет регулировать давление топлива, подаваемого электрическим топливонасосом к топливному насосу высокого давления. На режимах пуска это давление устанавливается на уровне 15 МПа, что позволяет быстро увеличить давление в топливном аккумуляторе и обеспечить хорошее распыливание топлива с самого начала пуска.

Достаточно динамично развиваются работы, связанные с впрыскиванием бензина непосредственно в цилиндры двигателя, обеспечивающие снижение расхода топлива и токсичности выбросов.

В части улучшения экологической безопасности АТС особо следует подчеркнуть значимость встроенных бортовых диагностических систем. В целом они контролируют работу двигателя и всех основных узлов и агрегатов автомобиля. В их состав входят управляющий микроконтроллер, блок контроля, таймер, блоки постоянной памяти и памяти с произвольной выборкой, аналого-цифровой преобразователь, блоки сравнения и обработки данных, периферийные устройства сопряжения с большим количеством независимых измерительных каналов.

### **Контрольные вопросы**

1. Понятие экологической безопасности.
2. Составляющие элементы экологической безопасности АТС.
3. Перспективные экологические виды топлива.
4. Нормативные основы экологической безопасности АТС.
5. Классификация воздействий АТС в окружающую среду.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

---

Возрастающая интенсивность эксплуатации автотранспортных средств и существенный рост их числа сопровождается большим масштабом негативных воздействий.

Состояние безопасности дорожного движения на автомобильном транспорте всегда остаётся серьёзной социально-экономической задачей. В этих условиях, несомненно, будет возрастать роль службы обеспечения безопасности дорожного движения, а следовательно, и требования к подготовке специалистов.

Безопасность дорожного движения зависит не только от надёжности водителя, дорожных и других условий, но и определяется безопасностью самого транспортного средства, прежде всего, его техническим состоянием.

В этой связи считается, что усиление подготовки специалистов (прежде всего, в аспекте анализа современных отечественных и международных Правил ЕЭК ООН) в направлении обеспечения безопасности дорожного движения является актуальным.

В настоящем пособии даны определения безопасности автомобиля, сделаны описания и сведения основных показателей, влияющих на безопасность автотранспортных средств. Но даже из представленного материала очевидно, насколько сложная и многоаспектная работа должна проводиться разработчиками новых моделей автомобильной техники, чтобы удовлетворить существующим и перспективным требованиям конструктивной безопасности транспортных средств.

Ещё более сложная задача – определение направлений развития автомобилестроения. Какой из многих альтернативных путей выбрать, ориентировочно зависит от умения в быстро изменяющемся мире науки и техники, от адекватности используемых критериев оценки новых конструкций автотранспортных средств, от правильной оценки изменения объективных социальных «заказов» и даже субъективных тенденций моды на автомобиль.

Можно выделить несколько основных направлений развития и совершенствования конструктивной безопасности транспортных средств.

*Повышение безопасности.* Автомобиль является объектом повышенной опасности, что определяет развитие различных систем безопасности. Широкое распространение получили системы активной безопасности, в том числе антиблокировочная система тормозов, система курсовой устойчивости. Значительно повышается защищённость водителя и пассажиров с применением средств пассивной безопасности.

*Повышение топливной экономичности.* Расход топлива в значительной степени зависит от конструкции двигателя, трансмиссии и ходовой части. Экономичность двигателя обеспечивается применением системы непосредственного впрыска, системы впрыска Common Rail. Экономия топлива достигается также за счёт снижения массы автомобиля путём применения прочных сталей, лёгких металлов и пластиков.

*Повышение экологической безопасности.* Автомобиль является источником загрязнения окружающей среды, что стимулирует непрерывное повышение экологической безопасности. Современные экологические нормы Евро-5, которыми автопроизводители руководствуются с 2005 г., предполагают снижение вредных выбросов и уровня шума за счёт изменений в выпускной системе, применения системы управления двигателем.

*Повышение комфорта.* Охватывает широкий круг вопросов и связано со стремлением автопроизводителей создавать автомобили, наиболее полно отвечающие индивидуальным запросам потребителей. Вошло в практику применение автоматической коробки передач, рулевого управления с усилителем, системы климат-контроля. Самые продвинутые модели оснащаются адаптивной подвеской, системой активного головного света.

*Автор выражает благодарность за справочные материалы тематики безопасности транспортных средств и безопасности дорожного движения профессору, доктору технических наук Рябчинскому А. И., профессору, доктору технических наук Гудкову В. А., доктору технических наук, профессору Приходько В. М., доктору технических наук, профессору Сильянову В. В. Коллективу кафедры «Организация перевозок и безопасность дорожного движения» ФГБОУ ВПО «ТГТУ» за оказанную поддержку и помощь в работе по подготовке рукописи в лице доцента, заведующего кафедрой, кандидата экономических наук ФГБОУ ВПО «ТГТУ» Пеньшина Н. В. и ассистента кафедры Гуськова А. А. За организационную помощь в издании – кандидату технических наук, профессору Ситникову Ю. М.*

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

---

### *Основная литература*

1. Безопасность транспортных средств (автомобили) / В. А. Гудков, Ю. Я. Комаров, А. И. Рябчинский, В. Н. Федотов : учебное пособие для вузов. – Москва : Горячая линия-Телеком, 2010. – 431 с.
2. Рябчинский, А. И. Устойчивость и управляемость автомобиля и безопасность дорожного движения : учебное пособие / А. И. Рябчинский, В. З. Русаков, В. В. Карпов. – Шахты : Изд-во ЮРГУЭС, 2003. – 177 с.
3. Коноплянко, В. И. Организация и безопасность дорожного движения: учебник для вузов по специальности, направления «Организация перевозок и управление на транспорте (Автомобильный транспорт)» / В. И. Коноплянко. – Москва : Высшая школа, 2007. – 383 с.
4. Рябчинский, А. И. Регламентация активной и пассивной безопасности автотранспортных средств : учебное пособие для студ. высш. учеб. заведений / А. И. Рябчинский, Б. В. Кисуленко, Т. Э. Морозова. – Москва : Издательский центр «Академия», 2006. – 432 с.
5. Базаров, Б. И. Экологическая безопасность автотранспортных средств : учебное пособие / Б. И. Базаров. – Ташкент : ТАДИ, 2004. – 104 с.
6. Рябчинский, А. И. Информационное обеспечение автомобиля и безопасность дорожного движения : учебное пособие / А. И. Рябчинский, В. З. Русаков, Е. А. Козырева ; под ред. А. И. Рябчинского. – Шахты : Изд-во ЮРГУЭС, 2003. – 136 с.
7. Яхьяев, Н. Я. Безопасность транспортных средств : учебное пособие / Н. Я. Яхьяев. – Махачкала : Изд-во ДагГТУ, 2006. – 212 с.
8. Яхьяев, Н. Я. Безопасность транспортных средств : учебник / Н. Я. Яхьяев. – Москва : ИЦ «Академия», 2011. – 432 с.
9. Пеньшин, Н. В. Общий курс транспорта : учебное пособие / Н. В. Пеньшин. – Тамбов : Изд-во : ФГБОУ ВПО «ТГТУ», 2012. – 132 с.
10. Вахламов, В. К. Техника автомобильного транспорта: Подвижной состав и эксплуатационные свойства : учебное пособие / В. К. Вахламов. – Москва : Академия, 2004. – 528 с.
11. Мороз, С. М. Обеспечение безопасности технического состояния автотранспортных средств : учебное пособие / С. М. Мороз. – Москва : ИЦ «Академия», 2010. – 208 с.

12. Пеньшин, Н. В. Методология обеспечения безопасности дорожного движения на автомобильном транспорте : учебное пособие для вузов / Н. В. Пеньшин. – Тамбов : Изд-во ФГБОУ ВПО «ТГТУ», 2012. – 462 с.

*Дополнительная литература*

13. Афанасьев, Л. Л. Конструктивная безопасность автомобиля : учебное пособие для студентов вузов, обучающихся по специальности «Организация дорожного движения» / Л. Л. Афанасьев, А. Б. Дьяков, В. А. Иларионов. – Москва : Машиностроение, 1983. – 212 с.

14. Зимелев, Г. В. Теория автомобиля / Г. В. Зимелев. – Москва : Военное издательство министерства обороны СССР, 1957. – 456 с.

15. Армейские автомобили: Теория : учебник для вузов / А. С. Антонов, Ю. А. Кононович, Е. И. Магидович, В. С. Прозоров ; под ред. А. С. Антонова. – Москва : Высшая школа, 1970. – 526 с.

16. Домке, Э. Р. Введение в специальность «Организация и безопасность движения» : учеб. пособие / Э. Р. Домке. – Пенза : ПГУАС, 2006. – 166 с.

17. Кочерга, В. Г. Интеллектуальные транспортные системы в дорожном движении : учебное пособие / В. Г. Кочерга, В. В. Зырянов, В. И. Коноплянко. – Ростов на Дону : Изд-во РГСУ, 2001. – 108 с.

18. Артамонов, М. Д. Теория автомобиля и автомобильного двигателя / М. Д. Артамонов, В. А. Иларионов, М. М. Морин. – Москва : Машиностроение, 1968. – 280 с.

19. Коршаков, И. К. Послеаварийная безопасность автомобиля / И. К. Коршаков. – Москва : МАДИ, 1985. – 107 с.

20. Третьяков, О. Б. Воздействие шин на окружающую среду и человека / О. Б. Третьяков, В. А. Корнев, Л. В. Кривошеева. – Москва : НЕФТЕХИМПРОМ, 2006. – 154 с.

21. Пеньшин, Н. В. Обеспечение безопасности дорожного движения на автомобильном транспорте : учебное пособие / Н. В. Пеньшин, В. А. Молодцов, В. С. Горюшинский. – Тамбов : Изд-во ФГБОУ ВПО «ТГТУ», 2012. – 115 с.

22. Корчагин, В. А. Экологическая безопасность автомобильного транспорта : учебное пособие / В. А. Корчагин, Д. И. Ушаков ; под ред. В. А. Корчагина. – Липецк : Изд-во ЛГТУ, 2008. – 62 с.

23. Козлов, Ю. С. Экологическая безопасность автомобиля : учебное пособие / Ю. С. Козлов, В. П. Меньшова, И. А. Святкин. – Москва : Агар, 2000. – 176 с.

24. Тарновский, В. Н. Автомобильные шины / В. Н. Тарновский, В. А. Гудков, О. Б. Третьяков. – Москва : Транспорт, 1990. – 217 с.

# ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	3
Глава 1. ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ АВТОМОБИЛИЗАЦИИ С ПРИРОДОЙ И ОБЩЕСТВОМ .....	6
1.1. Воздействие транспортных средств на жизнь, здоровье граждан и окружающую среду .....	6
1.2. Классификация автотранспортных средств .....	12
1.3. Конструктивная и эксплуатационная безопасность автотранспортных средств .....	16
1.4. Нормативные документы, регламентирующие требования безопасности автомобиля .....	22
Глава 2. АКТИВНАЯ БЕЗОПАСНОСТЬ АВТОМОБИЛЯ .....	24
2.1. Активная безопасность – функция совокупности эксплуатационных свойств автомобиля .....	24
2.2. Компонентные параметры автомобиля .....	24
2.3. Тяговая динамичность автомобиля .....	35
2.4. Обгон .....	50
2.5. Тормозное управление автомобиля .....	54
2.6. Устойчивость автомобиля .....	93
2.7. Требования к техническому состоянию безопасности рулевого управления в эксплуатации .....	107
2.8. Плавность хода и её влияние на безопасность движения .....	125
2.9. Колебания управляемых колёс автомобиля («явление шимми») .....	128
2.10. Требования безопасности к колёсам и шинам .....	139
2.11. Требования безопасности к управляемости, устойчивости, колёсам и шинам в условиях эксплуатации .....	155
2.12. Информативность транспортного средства .....	161
Глава 3. ПАССИВНАЯ БЕЗОПАСНОСТЬ АВТОМОБИЛЯ .....	181
3.1. Внешняя и внутренняя пассивная безопасность .....	181
3.2. Защита от бокового удара .....	186
3.3. Ограничение перемещения пассажиров .....	186
3.4. Устранение травмопасности деталей салона .....	190
3.5. Пневматические подушки безопасности .....	193
3.6. Безопасность в будущем .....	196
Глава 4. ПОСЛЕАВАРИЙНАЯ БЕЗОПАСНОСТЬ АВТОМОБИЛЯ .....	198
Глава 5. ЭКОЛОГИЧЕСКАЯ БЕЗОПАСНОСТЬ АВТОМОБИЛЯ .....	203
5.1. Выбросы вредных веществ от автотранспортного средства .....	204
5.2. Нормирование вредных пылегазовых выбросов автотранспортных средств .....	208
5.3. Шум автомобиля. Требования безопасности к внешнему шуму .....	215
5.4. Требования безопасности к электромагнитным излучениям автомобиля .....	218
5.5. Производственно-технологические методы обеспечения экологической безопасности автотранспорта .....	222
5.6. Эксплуатационные методы обеспечения экологической безопасности автотранспортных средств .....	224
5.7. Перспективные направления улучшения экологической безопасности транспортных средств .....	228
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	231
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ .....	233

Учебное издание

МОЛОДЦОВ Виктор Анатольевич

# **БЕЗОПАСНОСТЬ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ**

Учебное пособие

Редактор И. В. Калистратова

Инженер по компьютерному макетированию И. В. Евсева

**ISBN 978-5-8265-1222-7**



Подписано в печать 02.10.2013.  
Формат 60×84 /16. 13,71 усл. печ. л.  
Тираж 500 экз. (1-й з-д 50 шт.)  
Заказ № 434

Издательско-полиграфический центр  
ФГБОУ ВПО «ТГТУ»  
392000, г. Тамбов, ул. Советская, д. 106, к. 14  
Тел. 8(4752) 63-81-08;  
E-mail: izdatelstvo@admin.tstu.ru