

Серия
КЛАССИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТСКИЙ УЧЕБНИК

КЛАССИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТСКИЙ УЧЕБНИК

Редакционный Совет серии

Председатель Совета
ректор Кыргызско-Российского Славянского университета
В.И. Нифадьев

Члены совета:

В.М. Плоских (зам. председателя),
В.А. Пронюшкин (отв. секретарь),
А.А. Бекбалаев, В.К. Гайдамако, А.Г. Зарифьян,
К.И. Исаков, В.М. Лелевкин, Г.В. Лоцев,
Р.М. Муксинов, Л.Ч. Сыдыкова,
Б.Г. Тугельбаева, С.Ф. Усманов

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
КЫРГЫЗСКОЙ РЕСПУБЛИКИ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
КЫРГЫЗСКО-РОССИЙСКИЙ СЛАВЯНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
ЕСТЕСТВЕННО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Д.В. Глазунов, Т.Ы. Маткеримов, В.И. Глазунов

ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА АВТОМОБИЛЯ И БЕЗОПАСНОСТЬ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Учебник

Допущено Министерством образования и науки
Кыргызской Республики в качестве учебника
для студентов высших учебных заведений

Бишкек 2020

УДК 656.1
ББК 39.3
Г 52

Рецензенты:

У.Р. Давлятов, д-р техн. наук, профессор КГТУ им. И. Раззакова,
Ж.Т. Темирбеков, д-р техн. наук, профессор КНАУ им. К.И. Скрябина,
Б.С. Советбеков, д-р техн. наук, профессор КРСУ

Рекомендовано к изданию Ученым советом ГОУВПО КРСУ

Глазунов Д.В. и др.

Г 52 ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА АВТОМОБИЛЯ И БЕЗОПАСНОСТЬ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ: учебник / Д.В. Глазунов, Т.Ы. Маткеримов, В.И. Глазунов. – Бишкек: Изд-во КРСУ, 2020. – 206 с.

ISBN 978-9967-19-558-5

Данный учебник написан в соответствии с Государственным образовательным стандартом для студентов высших учебных заведений, обучаемых по направлениям 670300 – Технология транспортных процессов (по профилям: «Организация и безопасность движения», «Организация перевозок и управление на транспорте») и 670200 – Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов (по профилю «Автомобильный сервис»).

Приведены основные эксплуатационные свойства автомобиля и их влияние на основные показатели движения транспортного средства. Рассмотрены законы движения автомобиля, методы оценки и пути улучшения эксплуатационных свойств, оценка характеристик и рабочих процессов, протекающих в механизмах и системах автомобиля.

Материал, изложенный в учебнике, служит основным базовым материалом по изучению теории автомобиля, его эксплуатационных свойств и безопасности транспортных средств.

Г 3203010000-19

УДК 656.1
ББК 39.3

ISBN 978-9967-19-558-5

© ГОУВПО КРСУ, 2020

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	8
1. ОСНОВНЫЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ АВТОМОБИЛЯ.....	10
1.1. Эксплуатационные свойства автомобиля.....	10
1.2. Стандартизация основных параметров автомобиля	15
2. СИЛЫ И МОМЕНТЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА АВТОМОБИЛЬ.....	18
2.1. Движущая сила автомобиля	18
2.2. Внешняя скоростная характеристика двигателя	19
2.3. Механический КПД трансмиссии.....	22
2.4. Радиусы автомобильного колеса.....	24
2.5. Взаимодействие колеса и дороги.....	25
3. СИЛЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ.....	31
3.1. Силы сопротивления качению	31
3.2. Тепловое явление при работе шин.....	35
3.3. Сцепление колеса с дорогой.....	37
3.4. Сила сопротивления подъему	39
3.5. Сила сопротивления воздуха.....	40
3.6. Сила сопротивления разгону.....	42
3.7. Нормальные реакции дороги на автомобиль.....	45
4. ТЯГОВАЯ ДИНАМИКА АВТОМОБИЛЯ	50
4.1. Тяговый баланс автомобиля	50
4.2. Мощностной баланс автомобиля.....	54
4.3. Динамическая характеристика автомобиля	57
4.4. Использование динамической характеристики для определения основных параметров движения	59
4.5. Ускорение, время и путь разгона автомобиля.....	61
4.6. Движение автомобиля накатом	67
4.7. Определение передаточного числа i_{np} , количества передач и соотношения передаточных чисел КПП	68
4.8. Использование мощности при разгоне автомобиля.....	70
4.9. Выбор соотношения передач.....	72
4.10. Последовательность подбора передаточных чисел коробки передач	75
4.11. Влияние эксплуатационных факторов на тяговую динамичность автомобиля.....	78

5. ТОРМОЗНАЯ ДИНАМИКА АВТОМОБИЛЯ	83
5.1. Тормозная сила на колесах автомобиля	83
5.2. Уравнение движения автомобиля при торможении	86
5.3. Замедление автомобиля при торможении	88
5.4. Путь, время торможения автомобиля	90
5.5. Действительные параметры торможения.....	91
5.6. Распределение тормозной силы между осями.....	95
5.7. Влияние веса автомобиля на путь торможения.....	98
5.8. Влияние эксплуатационных факторов на тормозную динамичность автомобиля	102
5.9. Автотехническая экспертиза ДТП	104
5.10. Безопасные скорости движения автомобиля	106
6. УСТОЙЧИВОСТЬ АВТОМОБИЛЯ	110
6.1. Продольная устойчивость автомобиля.....	110
6.2. Поперечная устойчивость автомобиля.....	115
6.3. Устойчивость автомобиля на повороте	118
6.4. Поперечная устойчивость автомобиля на вираже.....	120
6.5. Поперечная устойчивость автомобиля по скольжению одной из осей	124
6.6. Устойчивость ведущей оси при установившемся движении на повороте.....	129
6.7. Влияние эксплуатационных факторов на устойчивость автомобиля	133
6.8. Влияние конструкции автомобиля на его поперечную устойчивость	135
6.9. Испытание автомобиля на устойчивость	136
7. УПРАВЛЯЕМОСТЬ АВТОМОБИЛЯ	138
7.1. Поворот отдельного колеса	139
7.2. Поворот автомобиля с жесткими шинами	140
7.3. Качение эластичного колеса, нагруженного боковой силой	143
7.4. Поворот автомобиля с эластичными колесами.....	147
7.5. Критическая скорость управляемости	149
7.6. График управляемости автомобиля.....	152
7.7. Стабилизация управляемых колес автомобиля	154
7.8. Колебание колес и осей автомобиля.....	157
8. ПРОХОДИМОСТЬ АВТОМОБИЛЯ.....	162
8.1. Тяговые и опорно-сцепные параметры автомобиля	163
8.2. Влияние трансмиссии на проходимость автомобиля.....	169

8.3. Влияние размеров колес на передних и задних колесах на проходимость	173
8.4. Геометрические параметры проходимости.....	173
8.5. Преодоление автомобилем препятствий	176
8.6. Экспериментальная оценка проходимости	179
9. ТОПЛИВНАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ	181
9.1. Измерители топливной работы экономичности.....	181
9.2. Топливо-экономическая характеристика автомобиля.....	183
9.3. Построение топливно-экономической характеристики по результатам испытания двигателя	185
9.4. Расход топлива при неустановившемся движении автомобиля.....	185
9.5. Анализ графиков замкнутого цикла движения.....	188
9.6. Дорожная топливно-экономическая характеристика автомобиля	190
9.7. Влияние эксплуатационных факторов на топливную экономичность автомобиля	190
9.8. Пути повышения топливной экономичности автомобиля	195
9.9. Нормирование расхода топлива	198
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	200
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.....	201

ВВЕДЕНИЕ

Автомобильный транспорт является важнейшей отраслью экономики и занимает ведущие позиции в транспортном комплексе любой страны. Масштабы перевозок автомобильным транспортом огромны, постоянно увеличиваются, так например в Кыргызской Республике объем автомобильных перевозок составляет более 90 % от общих объемов всех грузоперевозок нашей страны.

Автотранспорт в настоящее время решает задачи огромной социальной, экономической, политической и оборонной значимости. Поэтому, все большее значение приобретает повышение эффективности использования подвижного состава автомобильного транспорта, качества транспортной работы и снижение транспортных расходов во всех отраслях народного хозяйства. Особенно это относится к перспективному подвижному составу с улучшенными эксплуатационными качествами автотранспортных средств, увеличенной грузоподъемности и моторесурса, улучшенными экономическими и экологическими показателями, активной и пассивной безопасностью, а также организацией оптимальной структуры автомобильного парка страны, отдельных регионов и автотранспортных предприятий.

Автомобильному транспорту отводится основная связующая роль в единой транспортной системе. Однако следует отметить, что наряду с экономической, хозяйственной и социальной значимостью автотранспорта все опаснее и пагубнее становится его отрицательное воздействие на состояние окружающей среды и естественное экологическое равновесие биосферы.

Анализ эффективности работы автотранспорта показывает, что рост количества и качества АТС и увеличение их грузоподъемности не сопровождается пока, к сожалению, существенным улучшением качества и объемов автотранспортной работы. Этому есть множество объективных и субъективных причин (наличие и качество автодорог, нехватка квалифицированных водителей, большие порожние пробеги АТС, нарушение технологии эксплуатации и организации перевозок грузов и пассажиров, отсутствие или недостаток логистики в транспортном процессе, низкое качество технического обслуживания, нехватка запчастей и т. д.).

Для нашей страны потребность в высокоразвитой транспортной системе еще более усиливается при интеграции Кыргызской Республики

в европейскую и мировую экономику. Транспортная система становится базисом для эффективного развития экономики Кыргызстана.

Показатели работы автомобиля полностью зависят от эффективных показателей работы двигателя, а они, в свою очередь, зависят от эффективности работы его систем питания и зажигания. Оптимальная работа этих систем позволяет приготавливать качественную горючую смесь, состав которой должен соответствовать заданным режимам работы двигателя: наиболее полным окислением топлива, минимальной токсичностью отработавших газов (ОГ) при максимальной мощности двигателя на заданных режимах работы.

Современные автотранспортные средства отличаются высокими динамическими качествами, позволяющими достигать большой скорости движения, что, в свою очередь требует решения вопросов безопасности движения. Поэтому задачи управления и, прежде всего, торможения автомобиля становится в ряд первоочередных, а тормозные системы необходимо рассматривать как важнейшие узлы, обеспечивающие безопасность автотранспортных средств.

Динамично развивающиеся грузовые и пассажирские международные автомобильные перевозки выдвигают перед транспортной системой страны дополнительные требования не только к повышению пропускной способности автодорог и инфраструктуры, но и к внедрению новых технологий, инновационных решений, повышению качества обслуживания населения, снижению административных барьеров, качества планирования и т. д.

Увеличение производительности автомобиля и снижение себестоимости перевозок невозможно без изучения его эксплуатационных свойств, улучшения его основных параметров, которые позволят увеличить скорость автомобиля, уменьшить расход топлива и одновременно с этим сохранить все его основные показатели, заложенные непосредственно для данной модели.

1. ОСНОВНЫЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ АВТОМОБИЛЯ

1.1. Эксплуатационные свойства автомобиля

Современный автомобиль можно охарактеризовать большим количеством разных эксплуатационных параметров, отражающих его эксплуатационные свойства. Сюда можно отнести: динамические и скоростные свойства, пассажировместимость, грузоподъемность, топливную экономичность, надежность, долговечность, легкость управления, мягкость хода, запас хода, использование массы, использование габарита, проходимость, маневренность, безопасность, удобство использования, приспособленность к техническому обслуживанию и ремонту и ряд других свойств и параметров.

Несмотря на множество эксплуатационных свойств автомобиля, рассмотрим лишь те свойства, от которых непосредственно зависит безопасность дорожного движения, учитывая условия Кыргызской Республики.

Обычно при оценке параметров транспортного средства принято говорить об активной и пассивной безопасности. Активная безопасность автомобиля характеризуется комплексом эксплуатационных качеств, которые способствуют снижению опасных ситуаций и предотвращению ДТП. К этим качествам, в первую очередь, можно отнести динамику разгона автомобиля, эффективность тормозной системы, хорошую управляемость и устойчивость при заносе, и устранение опрокидывания, наличие надежной световой и звуковой сигнализации, а также комфортабельность рабочего места водителя.

Эксплуатационные свойства автомобиля показывают, в какой мере конструкция автомобиля отвечает требованиям эксплуатации, и характеризуют возможность его эффективного использования. Количество различных эксплуатационных качеств автомобиля, которые можно рассмотреть самостоятельно, довольно велико. Каждое из этих свойств следует изучить и стремиться к его совершенствованию. Но не все они имеют одинаковую значимость в наших условиях для оценки автомобиля как транспортного средства. Для одних автомобилей наиболее важным свойством является быстроходность, для других – высокая проходимость или грузоподъемность, но для эксплуатационных условий Кыргызской

Республики самыми основными эксплуатационными свойствами являются экологическая безопасность, динамичность, топливная экономичность и эффективность работы тормозной системы автомобиля.

Тягово-скоростные свойства характеризуют способность автомобиля выполнять перевозки грузов и пассажиров с максимальной эффективностью и наименьшими затратами. Чем динамичнее автомобиль, тем он способен быстрее разогнаться и двигаться с более высокой скоростью, выполнять максимальную работу при различных условиях эксплуатации, соответствовать заданным экологическим и экономическим параметрам.

Тягово-скоростные свойства автомобиля повышают путем совершенствования конструкции двигателя, системы питания, процесса смесеобразования и сгорания смеси, изменения трансмиссии и ходовой части, уменьшения массы автомобиля и улучшения его обтекаемости.

Автомобиль с достаточно хорошими тягово-скоростными характеристиками в реальных дорожных условиях Кыргызской Республики должен обладать большим запасом мощности, который позволяет преодолевать сопротивление движению без снижения скорости или осуществлять разгон, с хорошими экономическими и экологическими показателями. Для этого можно использовать различные динамические показатели тягово-скоростных свойств, каждый из которых позволит оценить их в какой-либо ситуации движения, принимаемой за типичную.

Наиболее употребительными и достаточными для сравнительной оценки являются следующие показатели.

Топливная экономичность – это совокупность свойств автомобиля, определяющая расходы топлива при выполнении транспортным средством определенной работы в различных условиях эксплуатации. Основным критерием топливной экономичности автомобиля в нашей республике, в России и в большинстве европейских стран является расход топлива, выраженный в литрах на 100 км пробега.

Согласно ГОСТ 54810–2011, и ГОСТ 20306–90 можно определить оценочные показатели топливной экономичности. Эти оценочные показатели не имеют нормативных значений, но их обычно используют при сравнительной характеристике топливной экономичности транспортного средства с аналогичными зарубежными аналогами и косвенной оценки технического состояния автомобиля.

Тормозные свойства характеризуют способность снижать скорость автомобиля вплоть до его полной остановки, а также при экстренном торможении. Современные автомобили оборудуют рабочей, запасной, стояночной и вспомогательной тормозными системами. Рабочая тормозная система является основной. Надежная и эффективная рабочая тормозная

система позволяет водителю уверенно управлять автомобилем в различных условиях эксплуатации, с различными скоростями и останавливать его на коротком участке пути в случае необходимости.

Тормозные свойства автомобиля оцениваются следующими показателями:

- установившееся замедление автомобиля;
- тормозной путь.

Установившееся замедление – это среднее значение замедления транспортного средства за время установившегося торможения.

Тормозной путь автомобиля – это расстояние, пройденное автомобилем от начала до конца торможения.

Замедление и тормозной путь обычно определяют теоретически, а затем проверяют при помощи ходовых (дорожных) испытаний или стендовыми испытаниями.

Таким образом, эксплуатационные свойства автомобиля составляют основу изучения теории автомобиля, которая рассматривает все параметры транспортного средства, связанные с его движением.

К современному автомобилю, состоящему из большого числа сложных механизмов и узлов, предъявляется комплекс эксплуатационных требований. Поэтому оценка автомобиля производится по комплексу эксплуатационных свойств, которые и характеризуют эффективность исследуемой модели.

К эксплуатационным свойствам относятся: динамичность, топливная экономичность, управляемость, устойчивость, проходимость, плавность хода, долговечность, надежность, приспособленность автомобиля к техническому обслуживанию и ремонту, удобство его эксплуатации, приспособленность к погрузочно-разгрузочным работам.

1. Динамичность автомобиля – это его способность перевозить грузы с максимально возможной скоростью. Динамичность автомобиля зависит от его тяговых и тормозных качеств. А тяговые качества автомобиля в свою очередь характеризуют производительность автомобиля и зависят от эффективной мощности двигателя N_e , передаточных чисел трансмиссии $i_{тр}$, веса автомобиля G_a , тормозного пути $S_{тор}$ и других конструктивных факторов. Тормозные качества автомобиля определяют среднюю скорость V_a и оцениваются длиной тормозного пути $S_{тор}$ и величиной максимального замедления $j_{тор}$. Они зависят от типа и состояния тормозной системы, типа и состояния протектора шин и дорожного покрытия.

2. Тяговая экономичность характеризует (свойство) способность автомобиля к работе с минимальными расходами топлива на единицу

транспортной работы или пробега. Затраты на топливо составляют значительную часть общей себестоимости перевозок на автотранспорте, т. е. уменьшение расхода топлива ведет к снижению себестоимости перевозок. Это зависит от конструкции автомобиля (системы питания), условий эксплуатации, качества топлива, состояния системы питания, квалификации водителя.

3. Управляемость определяется способностью автомобиля двигаться в направлении, соответствующему положению его управляемых колес, заданных им рулевым управлением. Но на управляемость автомобиля влияет конструкция рулевого управления, подвески, эластичность шин, высота расположения центра тяжести автомобиля, величина базы и колеи автомобиля.

4. Устойчивость автомобиля характеризуется его способностью противостоять опрокидыванию, заносу, скольжению осей. В связи с возрастающими скоростями движения современных автомобилей это свойство приобретает все большее значение. Устойчивость автомобиля зависит от величины колеи, базы (Z), боковой эластичности шины, подвески.

5. Проходимость автомобиля – это свойство автомобиля работать производительно в трудных дорожных условиях и по бездорожью. Чем больше проходимость при работе в тяжелых условиях, тем больше производительность (W , ткм/ч). Проходимость зависит от количества ведущих колес, величины дорожных просветов, распределения массы по осям, габаритных размеров автомобиля, геометрических параметров проходимости.

6. Приспособленность автомобиля к техническому обслуживанию (ТО) и ремонту (ТР) характеризуется простотой и удобством проведения ТО и ТР, определяется доступностью точек смазки, регулировки, легкостью замены деталей, узлов, унификацией и взаимозаменяемостью деталей, агрегатов, периодичностью срока проведения ТО и ТР, возможностью быстрого и легкого выполнения операции. Простой под ТО и ТР влияет на производительность автомобиля (W , ткм/ч).

7. Плавность хода автомобиля характеризуется возможностью его движения с большой скоростью по дорогам различной неровности с минимальными колебаниями кузова.

Плавность хода влияет на: утомляемость пассажиров, на сохранность грузов, на среднюю техническую скорость движения на маршруте.

Плавность хода автомобиля в основном зависит от упругости рессор, эластичности шин, характера действия амортизаторов, распределения массы автомобиля по его длине.

8. Долговечность автомобиля характеризуется продолжительностью времени работы основных систем, агрегатов до появления

предельно-допустимого износа деталей и механизмов, которые вызывают необходимость прекращения его эксплуатации.

Долговечность автомобиля оценивается пробегом до капитального ремонта или сроком службы автомобиля.

9. Надежность автомобиля характеризуется его возможностью безотказной работы (без поломок и других неисправностей) в течение некоторого интервала времени.

Надежность автомобиля зависит от правильного и своевременного ТО и ТР от качества регулировки и другой культуры эксплуатации.

10. Приспособленность автомобиля к погрузочно-разгрузочным работам – это свойство, обеспечивающее погрузку-разгрузку (посадку или высадку пассажиров) с минимальной затратой труда.

Перечисленные эксплуатационные свойства можно разделить на две группы. К первой группе относятся первые шесть свойств: динамичность, топливная экономичность, управляемость, устойчивость, проходимость, плавность хода – все эти свойства непосредственно связаны с движением автомобиля и в той или иной степени определяют закономерности этого движения.

Эксплуатационные свойства второй группы – это вместимость, надежность, долговечность, приспособленность к ТО и ТР, погрузочно-разгрузочным работам.

Эксплуатационные свойства обычно оценивают с помощью определенной системы, которая включает в себя *измерители* и *показатели*.

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

Показатель – это число, характеризующее величину и численное значения измерителя. Показатель оценивает эксплуатационное свойство автомобиля при определенных условиях работы, и используют его для установления граничных возможностей автомобиля при конкретных условиях эксплуатации. Так, например, максимальная скорость автомобиля, развиваемая на определенном участке, является показателем динамичности.

Основной природно-климатической особенностью Кыргызской Республики является то, что она находится не только в условиях жаркого климата, но ей присущи горные и высокогорные условия. Все автомобильные дороги проходят в основном по горной местности с высокими перевальными участками, что накладывает более жесткие требования

к эксплуатационным свойствам автомобиля и безопасности дорожного движения. В основном это сводится к тягово-скоростным показателям, эффективности смесеобразования, что влияет на улучшение экологических показателей, а также надежности и эффективности тормозов АТС.

Таким образом, теория автомобиля, а именно его эксплуатационные свойства являются одним из важных направлений изучения всех основных характеристик автотранспортных средств.

1.2. Стандартизация основных параметров автомобиля

Массовый и крупносерийный характер производства в автомобильной промышленности требует широкой стандартизации и типизации конструкций его объектов, а также методов их контроля и испытания.

Высокие темпы технического прогресса на основе углубления специализации производства требуют расширения масштабов стандартизации в промышленности.

Высокая экономическая эффективность автотранспорта может быть достигнута только при его специализации.

В настоящее время целесообразный размерный ряд автомобилей (грузовых) автопоездов не полностью представлен в автопарке страны по грузоподъемности, и к тому же количественное соотношение мерных групп таково, что приводит к значительному снижению рентабельности автомобильных перевозок.

На основе базовых автомобилей необходимо создавать семейство широко унифицированных автомобилей с использованием одинаковых агрегатов, типизированных по конструкции узлов, в результате чего можно увеличить объем серии и сократить номенклатуру запасных частей.

Важно также установить целесообразные границы унификации и типизации конструкции автомобилей из размерного ряда. Для грузовых автомобилей общего назначения необходимо стандартизировать: грузоподъемность, весовые и динамические номенклатуры, долговечность.

Полный вес G_a – под термином полный вес мы понимаем общий вес автомобиля или автопоезда с грузом, водителем и пассажиром в кабине.

Собственный вес G_o – за собственный вес мы принимаем вес снаряженного базового автомобиля с кузовом платформой:

$$G_a = q_{gp} + G_o + G_{nacc}, \quad (1)$$

где q_{gp} – полезная грузоподъемность; G_{nacc} – вес водителя и лиц, размещенных в кабине (150–225 кг, 2+3 чел.).

Сцепной вес автомобиля или автопоезда – это вес автомобиля или автопоезда, приходящийся на ведущие оси $G_{сц}$. Сцепной вес и мощность двигателя обеспечивают тяговые качества и проходимость автомобиля или автопоезда. Повышение грузоподъемности автомобиля и автопоезда без превышения допустимой осевой нагрузки на дорогу становится возможным в результате увеличения числа осей (4×2, 6×4) общего назначения. Увеличение числа осей автопоезда в основном ограничивается длиной, мощностью двигателя и сцепным весом.

Мощность двигателя определяет динамические качества автомобиля и автопоезда и их экономичность по расходу топлива, то есть непосредственно влияет на основные эксплуатационные свойства подвижного состава. Производительность автотранспорта W_a находится в прямой зависимости от $q_{ср}$ и $V_{ср}$, а расход топлива – важная составляющая себестоимости перевозок. Поэтому мощность двигателя должна устанавливаться при определении размерного ряда автомобилей и тягачей непосредственно или косвенно при помощи других параметров, как максимальная скорость движения V_{max} , либо величиной интенсивности разгона, либо максимальным коэффициентом сопротивления дороги Ψ_{max} . Условия эксплуатации (в городе или за городом) также косвенно влияют на подбор N_e .

Долговечность – свойство автомобиля длительно (с возможными перерывами на ремонт) сохранять работоспособность в заданных режимах работы до капитального ремонта. При прочих равных условиях долговечность автомобиля будет тем выше, чем больше его собственный вес. Увеличение G_o позволяет иметь большие запасы прочности конструкции, применять детали с меньшими удельными нагрузками. Сохранение или увеличение долговечности при снижении его собственного веса требует от конструктора высокой квалификации.

Грузоподъемность – основной параметр, определяющий назначение и производительность грузовых автомобилей. В основу построения размерного ряда положена их номинальная грузоподъемность.

Рассмотрим вариант ряда номинальной грузоподъемности базовых автомобилей (рисунок 1).

0,3; 0,5; 0,8; 1,2; 2,0; 3,0; 5,0; 8,0

0,3 – удовлетворяет потребности в перевозке мелких грузов и может использоваться с полной нагрузкой лишь эпизодически. По интенсивности эксплуатации они приравниваются к легковым.

0,3+5,0 т – предназначены для работы на всех дорогах страны, а грузовые автомобили грузоподъемностью 8,0 т только на капитальных дорогах.

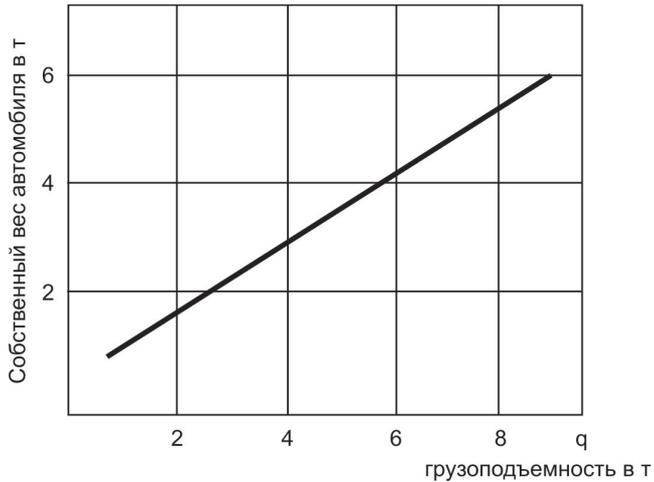


Рисунок 1 – Определение размерного ряда грузовых автомобилей по грузоподъемности

Осевая нагрузка не должна превышать 6 т для всех дорог и 8 т – для капитальных дорог. Исходя из опыта эксплуатации, вес автомобиля с колесной формулой 4×2 не должен превышать 8,5 т:

$$G_o = \frac{q_{zp}}{2} \cdot (2360 - 134q_{zp}),$$

$$G_o = \frac{G_1 + G_2}{2}, \tag{2}$$

где q_{zp} – грузоподъемность в тоннах.

Если известен момент, подводимый к ведущим колесам $M_{кол}$ и радиус качения колес r_k , то может быть рассчитана окружная сила P_T на ведущих колесах в точках соприкосновения шин с дорогой.

При решении тяговых задач необходимо знать величины окружной (тяговой) силы P_T при различных скоростях движения или при различных скоростях вращения коленчатого вала двигателя.

$$P_T = \frac{M_{кол}}{r_k}. \quad (3)$$

В свою очередь $M_{кол}$, подводимый к ведущим колесам, зависит от мощности двигателя, передаточного числа трансмиссии i_{TP} и КПД трансмиссии η_{TP} , то есть

$$M_{кол} = M_{об} \cdot i_{TP} \cdot \eta_{TP} \quad (4)$$

Как известно, величина крутящего момента двигателей может быть определена через его эффективную мощность:

$$M_{об} = 716 \cdot \frac{N_e}{n_e}. \quad (5)$$

Подставляя значения $M_{об}$ и $M_{кол}$ из формул (2) и (3) в выражение (1), получаем:

$$P_{Ti} = 716,2 \cdot \frac{N_e \cdot \eta_{TP} \cdot i_{TP}}{\eta_e \cdot r_k}. \quad (6)$$

Исходными данными для нахождения тяговой силы служат зависимости мощности N_e , крутящего момента $M_{об}$ от оборотов двигателя n_e .

2.2. Внешняя скоростная характеристика двигателя

При учебных условиях в основу расчетов можно положить внешнюю скоростную характеристику двигателя, которая представляет собой зависимость изменения M_e , N_e , от числа оборотов коленчатого вала при полном открытии дроссельной заслонки при полной подаче топлива.

Скоростная характеристика двигателя может быть получена в процессе стендовых испытаний: нагружением двигателя при различных оборотах n_e , замером величины M_e получают плавную кривую момента $M_e = f(n_e)$.

По ним определяем:

$$N_e = f(n_e),$$

$$N_e = \frac{M_e \cdot n_e}{716,2}.$$

Автомобильные двигатели работают преимущественно в интервале $n_M - n_N$. Мощность снижается после n_N вследствие ухудшения наполнения топливом и увеличения потерь на трение. Кроме того, увеличиваются динамические нагрузки, которые приводят к поломке, повышенному износу и т. д. Поэтому стремятся, чтобы максимальное число оборотов двигателя (n_{max}) не превышало n_N больше чем на 10–20 %, то есть:

$$n_{max} = (1,1 \div 1,2) \cdot n_N. \quad (7)$$

Карбюраторные двигатели, устанавливаемые на грузовых автомобилях, имеют ограничители, уменьшающие подачу топлива. Поэтому уменьшается M_e , N_e (рисунок 3).

Для дизельных двигателей n_N практически не отличается от n_{max} из-за действия регулятора числа оборотов.

В настоящее время нет методов теоретического расчета скоростной характеристики, дающих хорошее совпадение с результатами испытания двигателя. Поэтому при отсутствии экспериментальных данных пользуются эмпирическими зависимостями, которые позволяют по известным координатам одной точки скоростной характеристики воспроизвести всю кривую мощности (рисунок 3).

В настоящее время пользуются несколькими эмпирическими формулами, предложенными различными авторами.

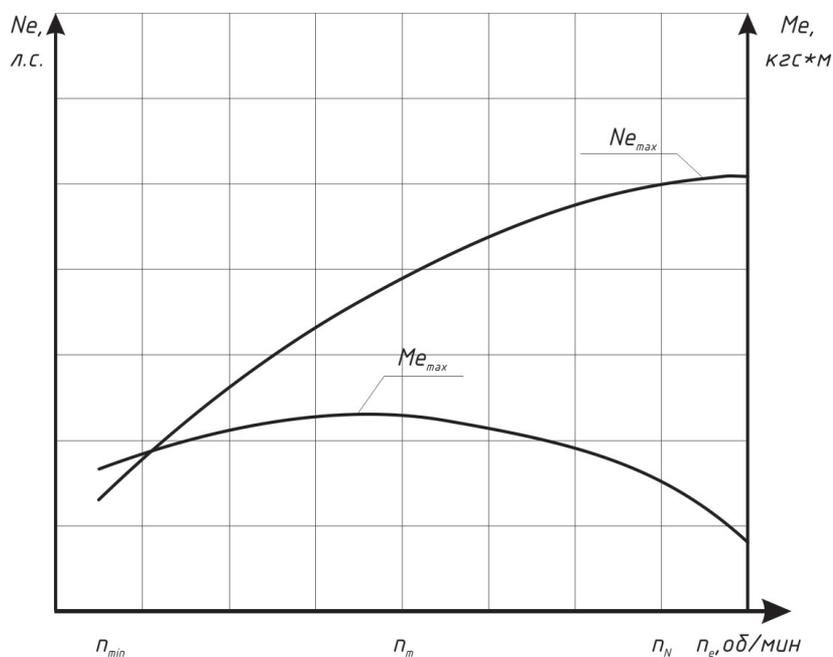


Рисунок 3 – Внешняя скоростная характеристика двигателя

Для бензиновых двигателей:

$$Ne = N_{e_{\max}} \cdot \left[\frac{n_e}{n_N} + \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 - \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^3 \right]. \quad (8)$$

Для дизелей (2-тактных) с неразделенной камерой сгорания:

$$Ne = N_{e_{\max}} \cdot \left[0,87 \cdot \frac{n_e}{n_N} + 1,13 \cdot \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 - \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^3 \right].$$

Для дизелей (4-тактных) с предкамерой сгорания:

$$Ne = N_{e_{\max}} \cdot \left[0,6 \cdot \frac{n_e}{n_N} + 1,4 \cdot \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 - \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^3 \right]. \quad (9)$$

Для дизелей (4-тактных) с вихревой камерой сгорания:

$$Ne = N_{e_{\max}} \cdot \left[0,7 \cdot \frac{n_e}{n_N} + 1,3 \cdot \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 - \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^3 \right]. \quad (10)$$

Наиболее распространена формула, предложенная профессором Лейдерманом:

$$Ne = N_{e_{\max}} \cdot \left[\alpha \cdot \left(\frac{n_e}{n_N} \right) + b \cdot \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 - c \cdot \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^3 \right], \quad (11)$$

где для бензиновых двигателей $\alpha = b = c = 1$.

Для дизелей:

$$\begin{aligned} \text{двухтактные дизели: } \quad \alpha &= 0,87; \\ &b = 1,13; \\ &c = 1. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{четырёхтактные дизели: } \quad \alpha &= 0,60; \\ &b = 1,40; \\ &c = 1,09. \end{aligned}$$

Задаваясь рядом значений n_e , выбрав коэффициенты a , b , c , можем пострить внешнюю скоростную характеристику – исходные данные для определения движущей силы автомобиля P_T . Для газотурбинных двигателей гоночных автомобилей скоростную характеристику при полной подаче, приближенно определяют также по эмпирической формуле:

$$Ne = N_{e_{\max}} \cdot \left[A \cdot \frac{n_e}{n_N} - (A-1) \cdot \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 \right], \quad (12)$$

$$\text{где } A = \frac{M_{e_{\max}}}{M_{eN}}.$$

2.3. Механический КПД трансмиссии

Часть мощности, развиваемой двигателем, теряется в трансмиссии из-за трения в подшипниках валов и между зубьями шестерен коробок передач и главной передачи, в подшипниках колес. Мощность затрачивается также на взбалтывание и разбрызгивание масла шестернями коробки и главной передачи.

Общие потери мощности в механизмах трансмиссии зависят от степени точности и чистоты поверхности трущихся деталей, от количества и вязкости масел. На величину потери мощности влияют также число оборотов валов, температура окружающего воздуха и величина передаваемого момента.

Для оценки потерь служит η_{TP} представляющая собой отношение мощности на ведущих колесах к мощности двигателя:

$$\eta_{TP} = \frac{N_{e_{кол}}}{N_e} \text{ или } \eta_{TP} = \frac{N_e - N_{TP}}{N_e} = 1 - \frac{N_{TP}}{N_e}.$$

Потери энергии в деталях трансмиссии можно разделить на два вида:

- гидравлические потери;
- потери, связанные с трением между зубьями шестерни и трением в карданных шарнирах.

Гидравлические потери вызваны перебалтыванием и разбрызгиванием масла в картерах коробки передач и главной передачи. Они почти не зависят от величины передаваемого крутящего момента, но изменяются с изменением угловой скорости деталей и количества масла, залитого в картеры.

Гидравлические потери оценивают моментом M_G , который нужно приложить к вывешенным ведущим колесам автомобиля, чтоб повернуть валы трансмиссии вхолостую. При отсутствии экспериментальных данных для автомобилей типа 4×2 используют формулу:

$$M_G = (2 + 0,009 \cdot V_a) \cdot G_a \cdot r_k \cdot 10^{-3},$$

где V_a – скорость автомобиля, м/сек.

Потери энергии на терние можно считать пропорционально моменту, передаваемому трансмиссией и не зависящим от скорости (ω_e) вращения валов. Эти потери оцениваются моментом M_M .

Таким образом, потери мощности в трансмиссии (рисунок 4) можно определить так:

$$M_{TP} = M_G + M_M.$$

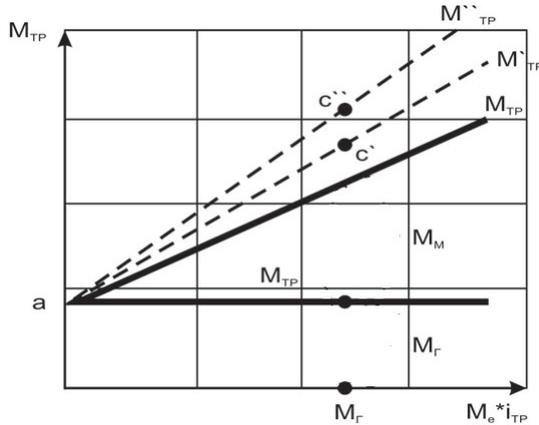


Рисунок 4 – Потери мощности в трансмиссии

Зная величину M_{TP} , можно определить сопротивление трансмиссии:

$$P_{TP} = \frac{M_{TP}}{r_k}. \quad (13)$$

Мощность, теряемая на трансмиссию, увеличивается с повышением числа оборотов валов, уровня масла в картерах, уменьшается с повышением передаваемого момента (таблица 1). Известно, что в целом для трансмиссии:

$$\eta_{TP} = \eta_K \cdot \eta_{PK} \cdot \eta_{КП} \cdot \eta_{ГП}. \quad (14)$$

Таблица 1 – Примерное распределение КПД по агрегатам трансмиссии

Механизм		КПД
Коробка передач	прямая передача	0,96–0,93
	промежуточная передача	0,94–0,96
Карданная передача		0,98–1,0
Главная передача	коническая пара	0,94–0,95
	гипоидная пара	0,97–0,98
	двухступенчатая	0,88–0,9

Таблица 2 – КПД трансмиссии для различных типов автомобилей

Тип автомобиля	КПД трансмиссии
Легковые автомобили	0,90
Грузовые автомобили с малой и средней грузоподъемностью	0,35–0,88
Тяжелые автомобили с большой и повышенной проходимости	0,32

Из-за влияния множества перечисленных факторов $\dot{\eta}_{тр}$ является величиной непостоянной, то есть непрерывно изменяется в процессе движения автомобиля. Для практических расчетов КПД трансмиссии принимают постоянным в следующих пределах (таблица 2).

2.4. Радиусы автомобильного колеса

Колеса современных автомобилей снабжаются пневматическими шинами, обеспечивающими колесам большую эластичность во всех направлениях: радиальном, тангенциальном и боковом. Поэтому радиусы автомобильного колеса не являются величиной постоянной, а изменяются под действием приложенных шин. Различают следующие радиусы автомобильного колеса.

1. *Диаметр обода d* и полная высота профиля шины B определяют номинальный радиус колеса, находящегося в свободном состоянии подсчитывают по номинальным размерам шины:

$$r_k = \frac{d}{2} + B, \text{ м.}$$

2. *Свободный радиус r_o* – радиус неподвижного, ненагруженного колеса. R_o зависит от внутреннего давления в шинах, эластичности материала шины, обычно $r_o \approx r_k$.

3. Под действием веса автомобиля шина подвергается радиальной деформации, вследствие чего расстояние от геометрического центра неподвижного колеса до поверхности его контакта с дорогой, называемого *статическим радиусом (r_c)*, становится меньше номинального. R_c зависит от G_k , радиальной жесткости шин, от твердости опорной поверхности. R_c определяется непосредственным замером или из следующего выражения:

$$r_c = \frac{d}{2} + B \cdot (1 - \lambda), \quad (15)$$

где λ – коэффициент радиальной деформации высоты профиля шины, отнесенной к высоте профиля шины. $\lambda = 0,1-0,12$ – стандартные шины; $\lambda = 0,20-0,26$ – арочные шины и пневмокатки (низкого давления).

4. *Динамический радиус колеса r_o* – расстояние от оси катящегося колеса до опорной поверхности. Колесо испытывает боковую, тангенциальную, радиальную нагрузку.

5. *Радиус качения колеса r_k* – это радиус условного, недеформирующегося колеса, который имеет с действительным одинаковые угловые и линейные скорости. Определяют размером $S_{кол}$ и $n_{кол}$ пути и числа оборотов колеса за время торможения в пути:

$$S_{кол} = 2 \cdot \pi \cdot r_k \cdot n_{кол}, \quad (16)$$

$$r_k = \frac{S_{кол}}{2 \cdot \pi \cdot n_{кол}}$$

или расчетом:

$$r_k = \left(\frac{d}{2} + B\right) \cdot \delta \cdot 25,4 \cdot \frac{1}{1000}, \text{ м.}$$

Для окончательного расчета можем записать:

$$r_k = 0,0127 \cdot (d + 2B) \cdot \delta,$$

где δ – коэффициент общей деформации шины:

$$\delta = 0,92 + 0,94 \text{ ш.н.}\delta.$$

$$\delta = 0,95 + 0,97 \text{ ш.в.}\delta.$$

2.5. Взаимодействие колеса и дороги

Все силы, действующие на автомобиль, передаются через колеса и шины на дорогу, вызывая деформацию шин и дороги. Например, при действии вертикальной силы $Z_k = G_k$, шина деформируется в радиальном направлении. Для качения колеса к нему надо приложить либо силу (толкающее усилие), либо момент. Если направление момента совпадает с направлением (движения) вращения колеса, он называется тяговым моментом M_T , в противном случае его называют тормозным $M_{ТОР}$.

Разделив моменты на радиус колеса, получают значения соответственно тяговой P_T и тормозной $P_{ТОР}$ сил, приложенных к окружности колеса в зоне контакта.

Тяговая сила направлена в сторону движения оси колеса и преодолевает силы внешних сопротивлений.

Шина прикасается к дороге бесчисленным множеством точек, образующих область (или зону) контакта. В каждой из точек на шину действует бесконечно малая сила – элементарная реакция дороги. Равнодействующая элементарных сил, действующих со стороны дороги на колесо в области контакта, представляет собой пространственную силу, называемую реакцией дороги на колесо.

В общем случае, когда на колесо действует вертикальная, боковая силы, крутящий или тормозной момент, в площадке контакта возникают соответствующие реакции (рисунок 5):

- нормальная Z , перпендикулярная плоскости дороги;

- касательная X , действующая в плоскости дороги и в плоскости колеса;
- поперечная Y , лежащая в плоскости дороги к плоскости колеса.

У неподвижного колеса зона контакта шин с дорогой имеет форму, близкую к эллипсу. Причем, элементарные нормальные реакции расположены симметрично относительно его продольной и поперечной оси. Поэтому у неподвижного колеса нормальная реакция приложена к центру контакта и совпадает с вертикальным диаметром колеса.

Расстояние от дороги до оси неподвижного колеса, нагруженного вертикальной силой, называется статическим радиусом колеса r_c . Величина r_c для шины каждого типа при рекомендуемой нагрузке и внутреннем давлении указана в технической литературе характеристик шин. При отсутствии данных о статическом радиусе величину его можно приближенно определить по формуле:

$$r_c = 0,5 \cdot d + \lambda_{ш} \cdot B_{ш},$$

где d – диаметр обода колеса; $\lambda_{ш}$ – коэффициент, учитывающий вертикальную деформацию шин, равный для стандартных шин 0,8–0,9, арочных пневмокатков – 0,7–0,8; $B_{ш}$ – высота профиля шин.

У катящегося колеса равнодействующая Z нормальных реакций смещена от вертикального диаметра колеса на некоторое расстояние $a_{ш}$. Смещение равнодействующей Z обусловлено затратами энергии на преодоление трения в элементах шины (внутренние потери). При качении эластичного колеса по твердой поверхности, внешние потери отсутствуют (деформация грунта). При этом слои нижней части шины то сжимаются, то растягиваются (рисунок 6).

Между отдельными частицами возникает трение, выделяется тепло, которое рассеивается и работа, затрачиваемая на деформацию шины, возвращается не полностью при последующем восстановлении формы.

Замеряя деформацию шины в процессе постепенного увеличения и уменьшения вертикальной нагрузки на шину, можно построить кривую $O_k L_{mn}$, площадь которой представляет собой в масштабе работу, связанную с необратимыми потерями в шине.

Таким образом, при качении колеса деформации в передней части шины возрастают, в задней уменьшаются, что приводит к аналогичному распределению элементарных реакций, как следствие смещения равнодействующей на расстояние $a_{ш}$.

Расстояние от дороги до оси катящегося колеса называется динамическим радиусом r_q , который зависит в конечном счете от величины (нагрузки $P_{ш}$) деформации Δ (рисунок 7).

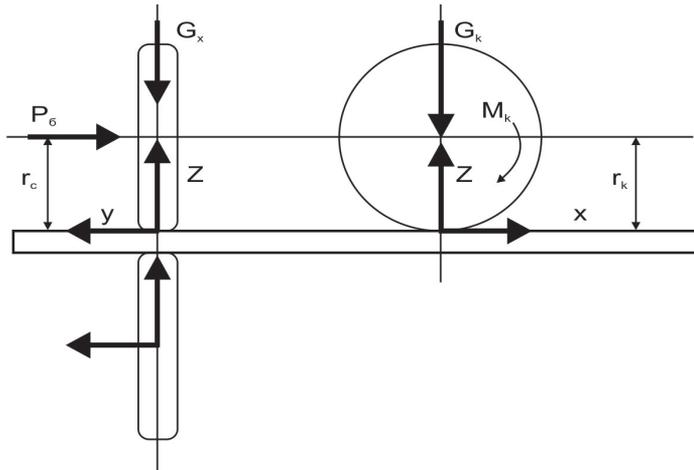


Рисунок 5 – Силы, действующие на колесо движущегося автомобиля

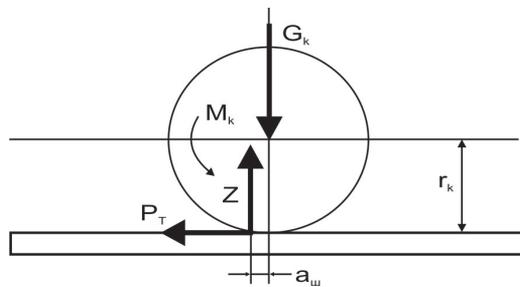


Рисунок 6 – Смещение сил реакции дороги при вращении колеса

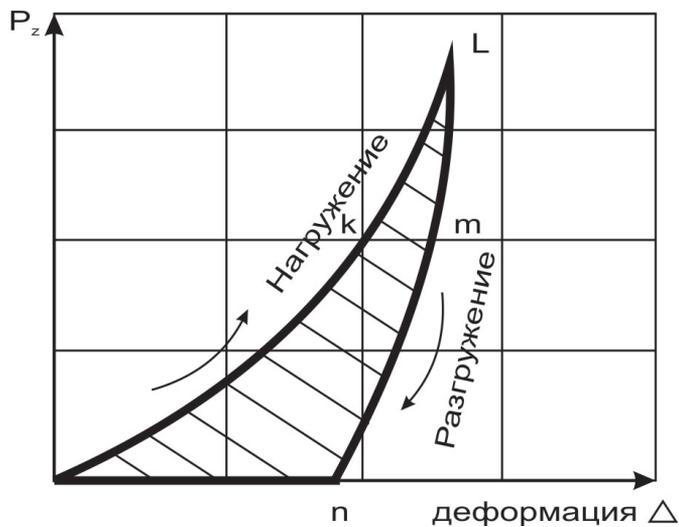


Рисунок 7 – Диаграмма нагруженного колеса при движении автомобиля

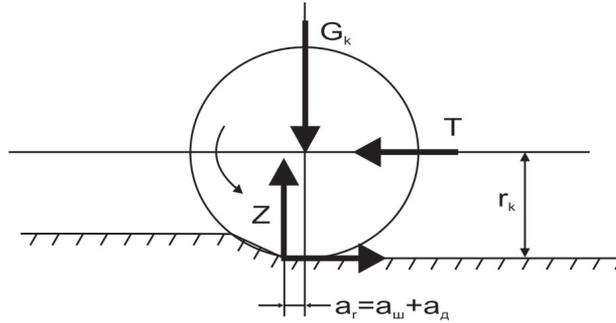


Рисунок 8 – Реакция дороги на колесо движущегося автомобиля по мягкому грунту

При качении деформируемого колеса по мягкой дороге, энергия затрачивается на преодоление как внутренних, так и внешних потерь (рисунок 8). Смещение реакции можно представить в виде суммы двух смещений:

$$A = a_{uw} + a_d,$$

хотя общая деформация шины невелика.

$$\sum M_O = 0,$$

$$Z \cdot a_{uw} = P_f \cdot r_k,$$

откуда

$$P_f = \frac{a_{uw}}{r_k} \cdot z = f \cdot G_k,$$

$$P_f = f \cdot G_a.$$

Отношение a/r_k называют коэффициентом сопротивления качению f , величина которого, в основном, зависит от свойств шины и состояния дороги.

Произведение $f \cdot G_a$ называют силой сопротивления качению – P_f . Следует отметить, что сила сопротивления качению ведущих и ведомых колес различна, поэтому силу сопротивления качению для автомобиля нужно выразить суммой P_{f1} и P_{f2} :

$$P_f = f \cdot G_1 + f \cdot G_2.$$

Исследованиями установлено, что с увеличением $M_{кр}$ на колесах увеличивается величина сдвига, а из-за дополнительного сжатия элементов впереди площадки контакта и растяжения – сзади. Рассмотрим схему сил, действующих на ведущее колесо (рисунок 9).

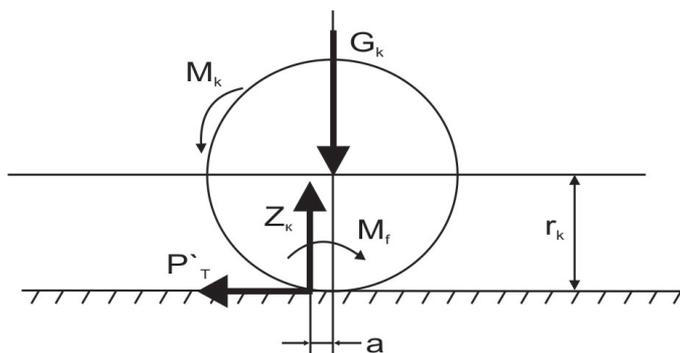


Рисунок 9 – Схема сил, действующих на ведущее колесо

Совместив реакцию Z_k с вертикальной осью колеса (заменив его), добавим момент сопротивления качению:

$$M_f = a \cdot Z_k,$$

имеем:

$$M_k = M_f + P_T \cdot r_k.$$

Разделив уравнение на r_k , имеем:

$$P_T = \frac{M_f}{r_k} + P_T,$$

далее

$$P_T = P_T + \frac{a}{r_k} \cdot Z_k,$$

$$P_T = P_T + f \cdot G_k$$

или

$$P_T = P_T - f \cdot G_k.$$

Таким образом, от ведущего колеса передается сила, равная окружной силе, уменьшенной на силу сопротивления качению. Ни одно дорожное покрытие не является абсолютно ровным. Даже новые цементобетонные и асфальтобетонные покрытия имеют неровности высотой около 1 см. Под действием динамических нагрузок неровности быстро увеличиваются, уменьшая срок его службы и увеличивая расход топлива.

Неровности создают дополнительное сопротивление качению из-за увеличения трения в деталях подвески, появления дополнительных деформаций шин при ударе об угол неровности, в результате чего

происходит дополнительное рассеивание тепла в деталях подвески из-за колебаний подвески.

Форма неровностей, их размеры и расположение имеют случайный характер и не поддаются аналитическому расчету.

Поэтому увеличение коэффициента f сопротивления качению в зависимости от скорости движения, от давления в шинах, от состояния грунтовой дороги (состав грунта) проводят экспериментально и выводят эмпирические уравнения.

Например, зависимость f от V_a :

$$\text{по Яковлеву} - f = f_o \cdot (1 + A \cdot V_a^2),$$

где $A = (4-5) \cdot 10^{-5}$;

$$\text{по Иларионову} - f = f_o \cdot \left(1 + \frac{V_a^2}{20000}\right),$$

где f – коэффициент сопротивления качению.

В зависимости от давления в шинах f изменяется:

по Новопольскому :

$$f = \frac{0,019}{\sqrt[3]{P_u^2}} + \frac{0,0242}{\sqrt{P_u}} \cdot \left(\frac{V}{100}\right)^2 + \frac{0,042}{\sqrt[3]{P_u^4}} \cdot \left(\frac{V}{100}\right)^3.$$

В США профессор Норман (Калифорния) предлагает уравнение:

$$f = 0,0165 [1 + 0,01 \cdot (V - 50)].$$

В механике грунтов (по Бабкову) используют формулу:

$$f = 0,0165 \left[\frac{3}{(\mu + 1) \cdot (3 - \mu)} - \sqrt{\frac{h}{D}} \right],$$

где μ – коэффициент, зависящий от состава и состояния грунта; h – глубина колеи; D – диаметр колеса.

3. СИЛЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ

3.1. Силы сопротивления качению

Силы сопротивления качению представляют собой сумму сил, затрачиваемых на преодоление внутреннего трения в материале шины при ее деформации, на деформацию дороги, на трение протектора шины о дорогу, на трение в подшипниках неведущих колес, а также между деталями подвески при их деформации.

Наиболее часто встречающиеся покрытия можно разделить на три группы:

- твердые и ровные – асфальтобетонные;
- твердые с неровностями – щебенчатые, гравийные;
- неровные деформируемые – грунтовые.

Вес автомобиля, приходящийся на колесо G_k , деформирует шину и опорную поверхность. При этом, чем мягче дорога, тем больше ее деформация и меньше деформация шины. Вследствие внутреннего трения в шине и дороге и трения между ними, работа, затраченная на их деформацию, при разгрузке возвращается не полностью, то есть сопровождается гистерезисом (рисунок 10).

$$\sum P_{fk} = P_{ш} + P_{д} + P_{тр.ш} + P_{тр.п}, \quad (17)$$

где $P_{ш}$ – сила, затрачиваемая на преодоление внутреннего трения в материале шины, при его деформации; $P_{д}$ – сила, затрачиваемая на деформацию

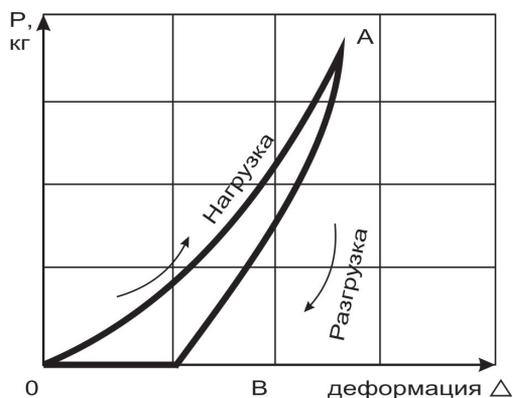


Рисунок 10 – Силы сопротивления качению при работе шины (площадь OAB – энергия, потерявшаяся за I цикл работы шины)

дороги; $P_{тр.ш}$ – сила, затрачиваемая на трение шины о дорогу; $\partial P_{тр.л}$ – сила, затрачиваемая на трение в деталях подвески.

Для твердых и ровных покрытий сопротивление качению определяется главным образом потерями на гистерезис при деформации шины и ее трении о поверхность дороги. Поэтому повышение давления шины способствует снижению потерь на качение.

Рассмотрим схему сил, действующих на ведомое колесо. Эпюра нормальных реакций опорной поверхности симметрична в случае неподвижного колеса. При качении эпюра давления изменяется, увеличиваясь спереди, уменьшаясь сзади. Равнодействующая этих реакций R перпендикулярна к направлению движения и равна силе давления, приходящегося на колесо G_k , равнодействующая при качении колеса сдвигается вперед на некоторое расстояние a_c ; отношение a_c/r_k обозначается буквой f и называется коэффициентом сопротивления качению (рисунок 11).

$$P_f \cdot r_k = R_k \cdot a_c. \quad (18)$$

Уравнение (18) можем переписать как:

$$P_f = P_{f1} + P_{f2} = f \cdot (G_1 + G_2). \quad (19)$$

Произведение $f G_a$ называется силой сопротивления качению. При качении ведущего колеса к рассмотренной ранее схеме сил добавляется крутящий момент $M_{кр}$, подведенный к колесу полуосью. В результате возникает реакция кузова или рамы на ось колеса, а в точке контакта колеса – тяговая сила.

В передней части элементы шины резко сжимаются, а в задней несколько растягиваются, что приводит к дополнительному перераспределению давления в шинах, то есть с увеличением $M_{кр}$, увеличивается величина сдвига a_c .

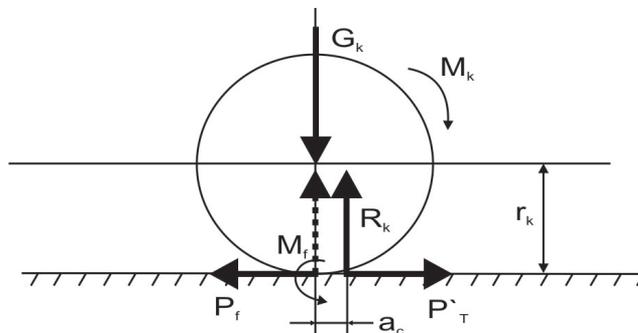


Рисунок 11 – Момент сопротивления качению колеса движущегося автомобиля

Совместим R_k с вертикальной осью колеса и добавим момент сопротивления качению.

$$M_f = a_c \cdot R_k.$$

Уравнение равновесия колеса относительно оси его вращения в этом случае будет равно:

$$M_k = M_f + P_T \cdot r_k. \quad (20)$$

Разделив обе части на r_k , имеем:

$$\frac{M_k}{r_k} = \frac{M_f}{r_k} + P_T \cdot \frac{r_k}{r_k},$$

$$P_T = P_T - \frac{a_c}{r_k} \cdot R_k.$$

Имея в виду, что

$$R_k = G_k,$$

окончательно имеем:

$$P_T = P_T + f \cdot G_k,$$

$$P_T = P_T - P_f. \quad (21)$$

Таким образом, от ведущего колеса автомобиля передается сила, равная окружной силе на колесе, уменьшенной на силу сопротивления качению.

При движении по опорной поверхности, наклоненной к горизонту на угол α , сумма нормальных реакций на все колеса автомобиля составит:

$$R_1 + R_2 = G_a \cdot \cos \alpha. \quad (22)$$

Таким образом,

$$P_f = f \cdot G_a \cdot \cos \alpha,$$

где f практически не изменяется при увеличении V_a до 60–70 км/ч. При больших значениях скорости значение f начинает заметно расти.

Влияние больших скоростей f объясняется увеличением потерь на удар шины о неровности дороги, а также возникновением колебаний протектора шины. Оба явления приводят к дополнительным потерям энергии, что существенно увеличивает сопротивление качению. Для практических расчетов зависимость f от V_a можно учесть эмпирически по формуле:

$$f = f_o + (1 + A \cdot V_a^2), \quad (23)$$

где $A = (4-5) \cdot 10^{-5}$.

Как было отмечено, значение коэффициента f зависит от большого количества отдельных и связанных друг с другом факторов: оно не может быть определено аналитически.

Приведем некоторые значения коэффициента f при прямолинейном движении автомобиля (таблица 3):

Таблица 3 – Коэффициенты сопротивления качению
сопротивления качению f для различного покрытия дорог

Вид покрытия	Коэффициент
Асфальтированное шоссе в хорошем состоянии	0,015–0,018
Асфальтированное шоссе в удовлетворительном состоянии	0,018–0,020
Гравийное шоссе	0,020–0,025
Каменная мостовая	0,023–0,030
Грунтовая укатанная дорога	0,025–0,035
Грунтовая дорога после дождя	0,05–0,15
Песок	0,10–0,30

Более точной для определения f является эмпирическая формула:

$$f = \frac{0,019}{\sqrt[3]{P_{\text{ш}}^2}} + \frac{0,0242}{\sqrt{P_{\text{ш}}}} \cdot \left(\frac{V}{100}\right)^2 + \frac{0,042}{\sqrt[3]{P_{\text{ш}}^4}} \cdot \left(\frac{V}{100}\right)^3. \quad (24)$$

В случае действия боковой силы, возникающей при повороте, боковом уклоне, боковом ветре и др. коэффициент f увеличивается. Так, например, если P_{σ}/G_k изменяется на 50 %, то f увеличивается до 2–3 раз.

В США используют формулу для случая $V > 50$ км/ч:

$$f = 0,0165[1 + 0,01 \cdot (V - 50)]. \quad (25)$$

При качении эластичного колеса по деформируемой грунтовой дороге из-за увеличения смещения равнодействующей нормальной силы коэффициент сопротивления качению f заметно повышается. Профессор МАДИ Бабков для этого случая для определения f предлагает следующую формулу:

$$f = \frac{3}{(\mu + 1) \cdot (3 - \mu)} \cdot \sqrt{\frac{h}{D}}, \quad (26)$$

где h – глубина колеи; μ – коэффициент, зависящий от состава и состояния грунта (0,2–0,9); D – диаметр колеса.

Для упрощения расчетов можно пользоваться эмпирической формулой профессора ХАДИ Говорущенко:

$$f = \frac{0,15}{C_{\text{сп}}} + 0,005, \quad (27)$$

где C_{ep} – коэффициент состояния грунта, который колеблется в пределах 1,5–2,5.

Мощность, затрачиваемая на преодоление сил сопротивления качению, определяется как:

$$N_f = \frac{P_f \cdot V_a}{75 \cdot 3,6} = \frac{f \cdot G_a \cdot \cos \alpha \cdot V_a}{270}, \text{ л.с.} \quad (28)$$

3.2. Тепловое явление при работе шин

Нагрев шины при ее работе происходит в результате трения в материалах шины, между частицами воздуха в камере и трения в контакте с дорогой. Механическое и молекулярное трение между структурными элементами преобразует механическую энергию в тепло. Потери энергии на трение между частицами воздуха ничтожно малы. Они практически не оказывают влияние на температуру шины. Чем выше гистерезис в материалах шины, тем больше создается тепла.

Техническое усовершенствование тканей и резиновых смесей, направленных на получение малого гистерезиса и хорошего постоянства температуры, уже в течение многих лет являются темой многих исследований.

Это задача очень сложная, если учесть, что некоторые требования к современным шинам, например: большое сцепление и сопротивление стиранию, заставляют (например) применять ряд новых мер, которые способствуют увеличению гистерезисных потерь и уменьшению теплопроводности.

Известно, что тепловое состояние автомобильной шины в процессе ее работы определяется размерами шины, геометрией рисунка протектора, упругими, гистерезисными и тепловыми характеристиками материалов шины, а также следующими характеристиками качения: внутренним давлением $P_{ин}$, вертикальной нагрузкой G_k , V_a , $t_{окр}$, $t_{дор}$, шероховатостью и влажностью покрытия и др. Температуру шины оценивают либо средней температурой воздуха в камере, либо действительной температурой в заданной точке профиля шины. Установлено, что $t_{ин}$ оказывает большое влияние на коэффициент f и срок службы. Исследования показывают, что для обычных пневматических шин имеется определенная температура, при которой создаются наивыгоднейшие условия по сопротивлению качению и срока службы.

При $t_{окр} = 20^\circ \text{C}$, $t_{ин(онм)} = 70\text{--}75^\circ \text{C}$.

Температуру шин примерно до 100°C можно считать допустимой, от 100 до 121°C – критической, около 121°C и выше – опасной для шины.

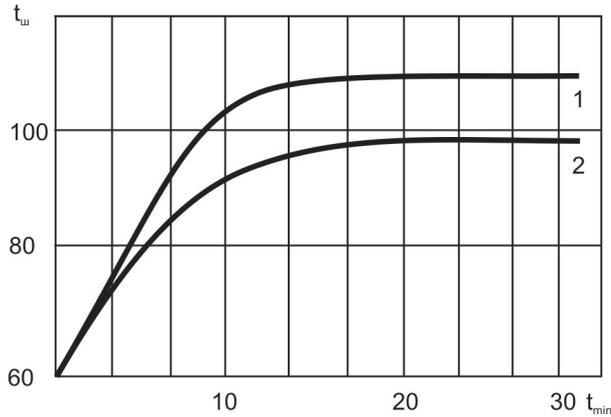


Рисунок 12 – Зависимость температуры шины от температуры окружающего воздуха: 1 – плечевая зона протектора; 2 – температура воздуха в камере, шина $3,00 \times 15$; $t_{\text{ш}} = 135^\circ$, $V_a = 160$ км/ч, $G_k = 600$ кг, $P_{\text{ш}} = 1,7$ кг/см², $t_{\text{окр}} = 38$ °С. $t_{\text{ш}}$ возрастает при увеличенном G_k и уменьшенном $P_{\text{ш}}$

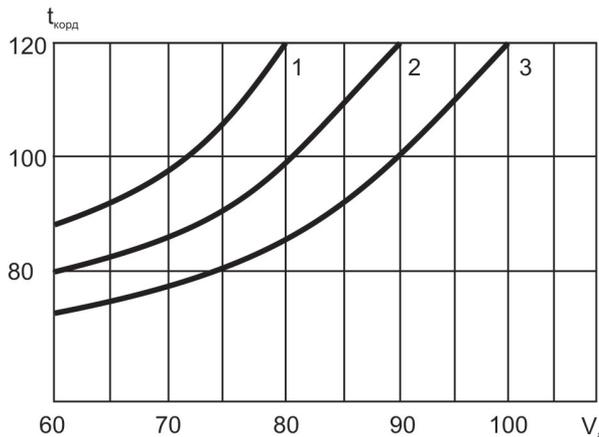


Рисунок 13 – Зависимость температуры шины от числа слоев корда: 1 – число слоев корда 14; 2 – число слоев корда 12; 3 – число слоев корда 10

Начиная от критической температуры возможно повреждение шины от высокой температуры t , особенно, если $t_{\text{кр}}$ будет держаться продолжительное время. Это микродефекты, микротрещины, ведущие к ослаблению прочности корда, отслоению протектора, расслоению и разрыву каркаса в наиболее напряженных местах.

Для конструкторов шин автомобилей важно знать максимальную рабочую $t_{\text{ш}}$ в заданных условиях движения автомобиля, так как от нее зависит срок службы шины и предел допустимой скорости (рисунки 12, 13).

Значительное повышение $t_{\text{ш}}$ можно наблюдать и при увеличении скорости качения колеса.

3.3. Сцепление колеса с дорогой

Способность автомобильного колеса, нагруженного нормальной нагрузкой воспринимать или передавать касательные силы при взаимодействии с дорогой, является одним из его важных качеств, обеспечивающих возможность движения. Хорошее сцепление колеса обеспечивает надежность и безопасность движения. Это качество автомобильного колеса и дороги принято оценивать коэффициентом сцепления ϕ – отношением максимальной касательной силы T_{\max} в зоне контакта нормальной реакции или нагрузке G_k , действующей на колесо.

$$\phi = \frac{T_{\max}}{G_k}. \quad (29)$$

На дорогах с ровным усовершенствованным покрытием точка приложения равнодействующей касательных сил контакта лежит на плоскости дороги, а на мягких опорных поверхностях – несколько выше дна колеи.

Различают коэффициент сцепления при качении колеса без буксования или скольжения; ϕ – при скольжении или ходе и коэффициент сцепления при боковом скольжении колеса.

Коэффициент сцепления при качении без буксования несколько выше остальных, например, ϕ при качении без скольжения на грани блокировки на 20–30 % больше, чем при скольжении заблокированного колеса.

Сцепление шин с твердым покрытием дороги принято определять методом буксирования автомобиля или специальной тележки при затормаживании колес. При этом регистрируют силу тяги на крюке буксира или на испытуемых колесах. Крюк-буксир по возможности должен лежать ближе к плоскости дороги во избежание больших искажений. Трение резины – твердая поверхность, срез грунта – мягкая почва.

Исследованию сцепления колес с дорогой посвящено большое количество работ как у нас в стране, так и за рубежом. Анализ этих работ показывает, что ϕ зависит от большого числа различных параметров и в первую очередь от типа покрытия и состояния дороги, конструкции материала шины, давления воздуха в ней, нагрузки на колесо, скорости движения температурных условий, % скольжения или буксования колеса. Таким образом, ϕ является характеристикой взаимодействия колеса с дорогой.

Величина ϕ в зависимости от типа и состояния дорожного покрытия может колебаться в очень широких пределах. Это колебание обусловлено не столько типом, сколько состоянием верхнего слоя дорожного

покрытия, причем тип дорожного покрытия оказывает значительно более существенное влияние на величину φ , чем конструкция шины или состав резиновых смесей, идущих на ее изготовление.

К основным факторам, связанным с шиной и влияющим на φ , относятся удельные давления и тип рисунка протектора. Оба они связаны со способностью шины выдавливать в стороны или прорывать пленку жидкости на дорожном покрытии для восстановления с ним надежного контакта; так, на гладком дорожном покрытии способность протектора шины отжимать воду из контакта ограничена, поэтому на мокрых дорогах φ интенсивно падает с увеличением V_a (рисунки 14, 15). Опыты показали, что за счет рисунка протектора φ можно поднять на 0,07–0,18, а в целом φ колеблется в пределах 0,2–0,3. Уменьшение φ в зависимости от V_a происходит более интенсивно на мокрых дорогах, т. к. протектор не успевает выжимать влагу и установить контакт.

Сцепление шин с дорогой имеет первостепенное значение для безопасности движения, так как оно ограничивает возможность интенсивного торможения и устойчивого движения автомобиля без поперечного скольжения. Недостаточная величина φ является причиной дорожно-транспортных происшествий. Согласно статистике, по этой причине (недостаточное φ) число ДТП составляет в среднем 16 % в год, а в неблагоприятные периоды года (гололед, снег, туман, дождь) – до 70 % общего числа ДТП. Установлено, что для обеспечения безопасности дорожного движения необходимо, чтобы $\varphi_{min} = 0,4$.

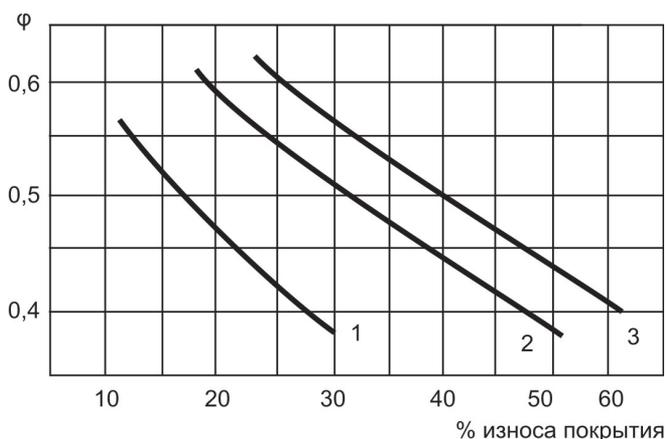


Рисунок 14 – Коэффициент сцепления φ при различном дорожном покрытии:
1 – щебенчатое, 2 – гравийное, 3 – бетонное

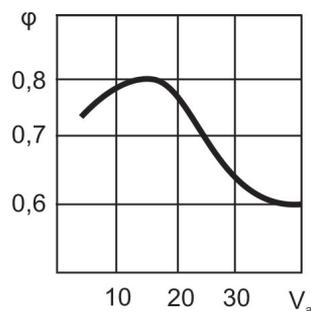


Рисунок 15 – Зависимость коэффициента сцепления φ от скорости движения автомобиля

Таблица 4 – Зависимость коэффициента сцепления ϕ от покрытия дороги

Тип покрытия		Коэффициент сцепления
1	асфальт или бетон сухой и чистый	0,6–0,8
	асфальт или бетон влажный и грязный	0,3–0,5
	асфальт или бетон покрытый снегом	0,2–0,4
	асфальт или бетон обледенелый	0,15–0,30
2	гладкий лед	0,05–0,15
	грунтовая дорога глинистая сухая	0,5–0,6
	грунтовая дорога влажная	0,3–0,4
	грунтовая дорога в распутицу	0,15–0,30
3	песок сухой	0,2–0,3
	песок влажный	0,4–0,5
4	снег сыпучий	0,1–0,2

Если тяговая сила меньше силы сцепления, то ведущее колесо катится без буксования. Если же к ведущим колесам приложена тяговая сила, большая чем сила сцепления, то автомобиль движется с пробуксовкой ведущих колес. Когда в контакте шины с дорогой действует не касательная, а поперечная реакция y , то для качения колеса без скольжения и буксования необходимо соблюдать условия:

$$\sqrt{x^2 + y^2} \leq P_u = \phi Z. \quad (30)$$

Следовательно, колесо, нагруженное поперечной силой, пробуксовывает при меньшем значении тяговой силы.

3.4. Сила сопротивления подъему

При движении автомобиля на подъем возникает сила сопротивления подъему P_α . Эта сила равна составляющей веса автомобиля, направленной параллельно плоскости дороги, т. е.

$$P_\alpha = G_a \cdot \sin \alpha. \quad (31)$$

При малых углах подъема синус угла можно заменить тангенсом. При движении на подъем сила сопротивления качению уменьшается, так как перпендикулярна к дороге, действует, кроме того, не полный вес автомобиля, а только часть P_α , которая уменьшается с увеличением угла α .

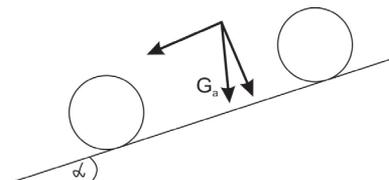


Рисунок 16 – Распределение силы тяжести автомобиля при движении на уклоне

Общая сила сопротивления дороги:

$$P_{\psi} = P_f + P_{\alpha} = f \cdot G_a \cos \alpha + G_a \sin \alpha = G_a (f \cos \alpha + \sin \alpha). \quad (32)$$

При практических расчетах:

$$\cos \alpha = 1, \sin \alpha = i,$$

$$f \cos \alpha + \sin \alpha = \psi,$$

$$P_{\psi} = \psi \cdot G_a.$$

3.5. Сила сопротивления воздуха

Движение автомобиля в воздушной среде вызывает перемещение окружающих частиц воздуха и их трение о поверхность автомобиля. Сила сопротивления воздуха состоит из:

- силы давления встречных частиц воздуха;
- силы, создаваемой разрежением за автомобилем;
- сил, затрачиваемых на трение частиц воздуха о поверхность автомобиля.

Сила сопротивления воздуха движению увеличивается с повышением скорости автомобиля, габаритных размеров автомобиля, плотности воздуха, обтекаемости автомобиля.

Результаты многочисленных экспериментов позволили установить, что

$$P_b = c \cdot \rho \cdot F \cdot V_a^2, \quad (33)$$

где c – коэффициент обтекаемости, зависящий от формы автомобиля и состояния его поверхности. Определяется методом выбега или с помощью аэродинамической трубы (продувка). Продувке подвергают обычно модель автомобиля 1:5, 1:10 патрульной величины; ρ – плотность воздуха, кг сек²/м⁴; V_a – скорость движения автомобиля, м/сек²; k – лобовая площадь автомобиля, м².

Произведение $c \rho$ называется коэффициентом сопротивления воздуха и обозначается буквой k .

Выразив скорость автомобиля в км/час, получим формулу:

$$P_b = \frac{k \cdot F \cdot V_a^2}{3,6^2} = \frac{k \cdot F \cdot V_a^2}{12,96}. \quad (34)$$

Применяемые значения лобовых площадей и коэффициентов сопротивления воздуха приведены ниже.

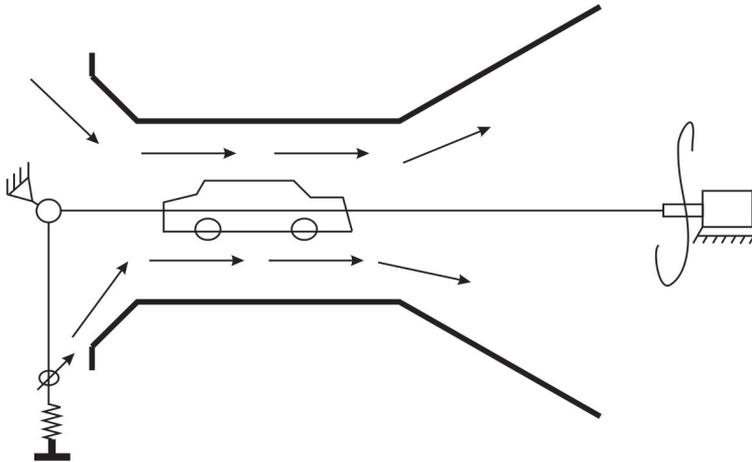


Рисунок 17 – Схема аэродинамической трубы

Лобовую площадь определяют:

для легковых автомобилей – $F = 0,78V_1 \cdot H$;

для грузовых автомобилей – $F = V \cdot H$,

где V_1 – наибольшая ширина автомобиля; V – колея автомобиля.

Для упрощения расчетов сопротивления воздуха, силы, распределенные по всей поверхности автомобиля, заменяют сосредоточенной силой сопротивления воздуха P_b ; точку приложения силы P_b называют центром наружности автомобиля; $c_p = k$ – коэффициент сопротивления воздуха P_b , создаваемого одним квадратным метром лобовой площади автомобиля при движении его со скоростью Va (м/сек). Лобовой площадью автомобиля называется площадь его проекции на плоскость, перпендикулярную к продольной оси автомобиля (м²).

Сопротивление воздуха определяется аэродинамической трубой (рисунок 17).

Примерная площадь сопротивления воздуха автомобиля приведена в таблице 5.

Таблица 5 – Примерная площадь сопротивления воздуха автомобиля и коэффициент сопротивления воздуха

Автомобиль	F, м ²	K
ГАЗ 3110	2,6	0,34
ВАЗ 2111	2,3	0,023
ВАЗ 2110	2,3	0,030
ГАЗ–53	3,5	0,060
КамАЗ 5320	3,8	0,060
Автобусы	4,5–8,5	0,03–0,04
Легковые	1,6–2,8	0,015–0,03



Рисунок 18 – Сопротивление воздуха для автоприцепов

Переход передней части к кузову и плавно вытянутая задняя часть, утопающие ручки, отсутствие выступающих частей – все это создает обтекаемую форму автомобиля, уменьшает P_b .

Увеличение скорости движения автомобилей говорит об актуальности проблемы обтекаемости. Поэтому и грузовые автомобили должны иметь хорошую обтекаемость. Движение автомобилей с прицепом резко увеличивает P_b , так как прицеп обычно попадает в зону завихрения воздуха за автомобилем. Чем больше расстояние между автомобилем и прицепом, тем больше общее сопротивление воздуха P_b . Например, если прицепное расстояние 50–60 см, P_b возрастает на 16 %, если $l_{щ} = 120–180$ см, то P_b возрастает на 32 % (рисунок 18).

В среднем можно считать, что при существующей конструкции сцепных устройств каждый прицеп увеличивает P_b на 25 %.

Таким образом, для прицепного автопоезда, имеющего в своем составе n однотипных прицепов, сила сопротивления воздуха рассчитывается по формуле:

$$P_b = (1 + 0,25n) \cdot \frac{k \cdot F \cdot V^2}{13}, \text{ кг.}$$

3.6. Сила сопротивления разгону

При поступательном ускоренном движении автомобилю приходится преодолевать силу инерции, которая зависит от массы и ускорения автомобиля:

$$P_j = P_j' + P_j'', \tag{35}$$

где P_j' – сила инерции поступательно движущейся массы автомобиля;
 P_j'' – сила инерции вращающихся частей автомобиля (маховик, сцепление, колеса).

$$P_j' = m_a \cdot j_a = \frac{G_a}{g} \cdot j_a. \quad (36)$$

Часть мощности будет затрачиваться на ускорение вращающихся масс автомобиля, т. е. (в основном маховик и колеса):

$$P_j'' = \frac{j_m \cdot \omega_m \cdot i_k \cdot i_o \cdot \eta_T}{r_k} + \frac{j_k \cdot \omega_k \cdot z_k}{r_k}, \quad (37)$$

$$\omega_m = \frac{i_k \cdot i_o}{r_k} \cdot j_a.$$

Момент, необходимый для разгона маховика:

$$M_{(M)} = J_m \cdot \frac{d\omega_m}{dt}.$$

Приведем момент к ведущим колесам:

$$M_{\text{прив}(M)} = J_m \cdot i_k \cdot i_o \cdot \eta_T \cdot \frac{d\omega_m}{dt}.$$

Приведенная сила, необходимая для разгона маховика:

$$P_{j(\text{прив})} = \frac{J_m \cdot i_k \cdot i_o \cdot \eta_T}{r_k} \cdot \frac{d\omega_m}{dt},$$

$\frac{d\omega_m}{dt}$ – угловое ускорение маховика через ускорение j_a , тогда:

$$P_{j(M)} = \frac{J_m \cdot i_k^2 \cdot i_o^2 \cdot \eta_T}{r_k^2} \cdot j_a,$$

J – момент инерции; ω – угловое ускорение; z – количество колес. Выразим угловое ускорение маховика и колес через поступательное движение автомобиля:

$$P_j'' = \frac{J_m \cdot i_k^2 \cdot i_o^2 \cdot \eta_T}{r_k^2} \cdot j_a + \frac{J_k \cdot z_k}{r_k^2} \cdot j.$$

Таким образом, общая сила сопротивления разгону P_j выразится как:

$$P_j = \frac{G_a}{g} \cdot j_a + \frac{J_m \cdot i_k^2 \cdot i_o^2 \cdot \eta_T}{r_k^2} \cdot j_a + \frac{J_k \cdot z_k}{r_k^2} \cdot j_a$$

ИЛИ

$$P_j = \frac{G_a}{g} \cdot j_a \cdot \left(1 + \frac{g \cdot J_m \cdot i_k^2 \cdot i_o^2 \cdot \eta_T}{G_a \cdot r_k^2} \cdot j_a + \frac{g}{G_a} \cdot \frac{J_k \cdot Z_k}{r_k^2}\right). \quad (38)$$

Полученное выражение определяет собой силу, необходимую для разгона поступательно движущихся и вращающихся масс автомобиля. Выражение в скобках учитывает силу, необходимую для разгона вращающихся масс автомобиля (δ):

$$\delta = 1 + \frac{G_a}{g} \cdot \frac{g \cdot J_m \cdot i_k^2 \cdot i_o^2 \cdot \eta_T}{G_a \cdot r_k^2} \cdot j_a + \frac{g}{G_a} \cdot \frac{J_k \cdot Z_k}{r_k^2}. \quad (39)$$

Таким образом, сравнивая J_M и J_K у Волги и ЗИЛ-130, можно записать: $J_M = 4,5$ и 15 кгсм/сек²; $J_K = 15$ и 140 кгсм/сек².

Как видно из формулы (39), величина δ зависит от i_k^2 , а остальные составляющие зависят от конструкции автомобиля и постоянны для определенной модели. Обозначив постоянные для данного случая величины, формулу (39) можно упростить:

$$G_1 = \frac{g}{G_a} \cdot \frac{J_m \cdot i_k^2 \cdot \eta_T}{r_k^2},$$

$$G_2 = \frac{g}{G_a} \cdot \frac{J_k \cdot Z_k}{r_k^2}, \quad (40)$$

$$\delta = 1,03 + a \cdot i_k^2. \quad (41)$$

Величина a в зависимости от конструкции автомобиля принимается в пределах 0,04–0,07.

Установлено, что $a \approx 0,05$ – $0,07$ – легковые, $a \approx 0,04$ – $0,05$ – грузовые автомобили.

Как показывают расчеты, на прямой передаче δ для всех автомобилей одинакова и равна 1,06, а на первой передаче $\delta = 1,15$ – $3,0$ – это тяжелые грузовые автомобили.

Автомобили повышенной проходимости дополнительно снабжены раздаточной коробкой, что несколько увеличивает δ . Однако влияние разгона шестерен незначительно.

Для определения δ автопоездов в формулу необходимо подставлять число всех колес z .

Мощность, затраченная на разгон, определяется по общепринятой методике:

$$N_j = \frac{P_j \cdot V_a}{75 \cdot 3,6} = \frac{G_a \cdot j_a \cdot \delta \cdot V_a}{g \cdot 270}, \text{ л.с.} \quad (42)$$

3.7. Нормальные реакции дороги на автомобиль

При рассмотрении схемы сил и момента, действующих на автомобиль в общем случае его движения было отмечено, что к третьей группе сил относятся нормальные реакции дороги, которые возникают в точках ее контакта с колесами.

Определим нормальные реакции на передней и задней осях автомобиля:

А. I случай:

Автомобиль неподвижный $V_a = 0$: горизонтальный участок дороги $\alpha = 0$ (рисунок 19).

Для определения реакций R_{01} и R_{02} составляется уравнение моментов относительно точки опоры передних или задних колес:

$$\sum M_A = 0,$$

$$R_{02} \cdot L - G_a \cdot a = 0,$$

$$R_{02} = \frac{a}{L} \cdot G_a,$$

$$\sum M_C = 0,$$

$$R_{01} \cdot L - G_a \cdot b = 0,$$

$$R_{01} = \frac{b}{L} \cdot G_a. \quad (43)$$

То есть вес автомобиля G_a распределяется по осям обратно пропорционально от их расстояния до центра тяжести.

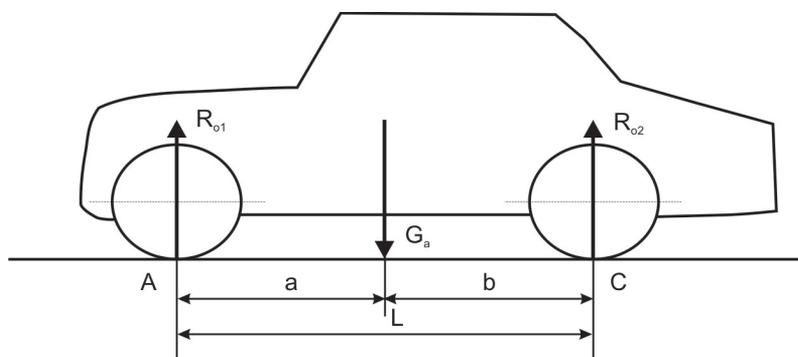


Рисунок 19 – Распределение массы неподвижного автомобиля и реакции колес

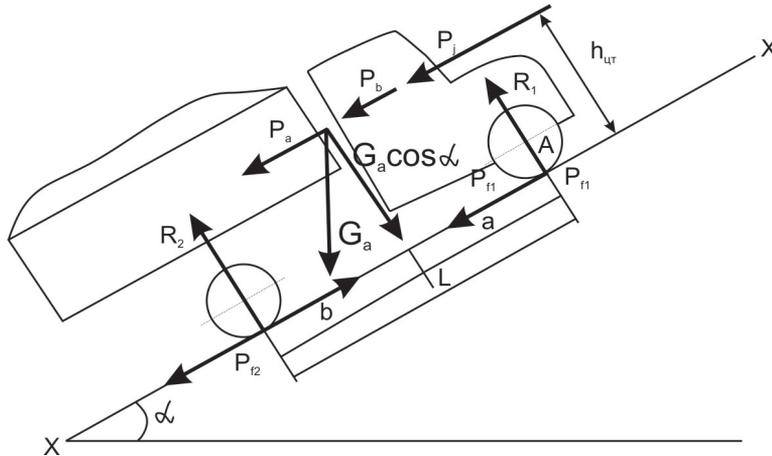


Рисунок 20 – Распределение массы движущегося автомобиля на уклоне и силы, действующие на него

Нормальные реакции дороги, действующие на колесо автомобиля, не остаются постоянными. Они изменяются в зависимости от сил и моментов, действующих на автомобиль, режимов движения.

Б. II случай:

В общем случае при движении автомобиля, то есть при неравномерном движении на подъеме величина реакций, действующих на колесо, значительно отличаются от их значений при неподвижно стоящем автомобиле.

Для определения нормальных реакций R_1 и R_2 составляется уравнение моментов относительно точки опоры передних колес (рисунок 20).

Сумма моментов сил относительно точки опоры передних колес:

$$\sum M_A = 0,$$

$$(P_a + P_b + P_j) \cdot h_{cm} + G_a \cdot \cos \alpha - R_2 \cdot L = 0. \quad (44)$$

Если взять сумму проекций сил на ось XX (рисунок 20), то уравнение (44) можно переписать как:

$$P_{T_{max}} \cdot h_{cm} + G_a \cdot \cos \alpha - R_2 \cdot L = 0,$$

в свою очередь

$$P_{T_{max}} = \phi \cdot R_2,$$

тогда уравнение моментов приобретает вид:

$$\sum P_{XX} = 0,$$

$$P_T - P_a - P_b - P_j - P_{f1} - P_{f2} = 0,$$

так как

$$P_{T \max} = P_\alpha + P_b + P_j$$

при движении по хорошей дороге:

$$f_1 \approx f_2 \approx 0,$$

$$P_T = P_\alpha + P_b + P_j,$$

$$\phi \cdot R_2 \cdot h_{\text{ум}} + G_a \cdot a \cdot \cos \alpha - R_2 \cdot L = 0$$

или

$$G_a \cdot a \cdot \cos \alpha = R_2 \cdot (L - \phi \cdot h_{\text{ум}}),$$

откуда

$$R_2 = G_a \cdot \frac{a \cdot \cos \alpha}{L - \phi \cdot h_{\text{ум}}}. \quad (45)$$

Для определения нормальной реакции, приходящейся на переднюю ось, воспользуемся уравнением:

$$R_1 + R_2 = G_a \cdot \cos \alpha.$$

Решая представленное уравнение, имеем:

$$R_1 = G_a \cdot \cos \alpha - R_2,$$

подставляя R_2 , имеем:

$$R_1 = G_a \cdot \cos \alpha - G_a \cdot \frac{a \cdot \cos \alpha}{L - \phi \cdot h_{\text{ум}}}.$$

Имея в виду, что $a = L - b$, уравнение перепишем как:

$$R_1 = G_a \cdot \cos \alpha - G_a \cdot \frac{L \cdot \cos \alpha - b \cdot \cos \alpha}{L - \phi \cdot h_{\text{ум}}}.$$

Решая уравнение после ряда алгебраических преобразований, имеем:

$$R_1 = \frac{L \cdot G_a \cdot \cos \alpha - \phi \cdot h_{\text{ум}} \cdot G_a \cdot \cos \alpha - L \cdot G_a \cdot \cos \alpha + b \cdot G_a \cdot \cos \alpha}{L - \phi \cdot h_{\text{ум}}},$$

$$R_1 = G_a \cdot \cos \alpha \cdot \frac{b - \phi \cdot h_{\text{ум}}}{L - \phi \cdot h_{\text{ум}}}. \quad (46)$$

Для подсчета величин нормальных реакций для различных условий движения пользуются коэффициентом перераспределения веса автомобиля, m_1 и m_2 – соответственно, для передней и задней осей.

Коэффициент перераспределения веса автомобиля m_1 и m_2 есть отношение нормальной реакции на осях в любых режимах движения к величине нормальной реакции по осям неподвижного автомобиля, стоящего на горизонтальном участке дороги.

Например, при разгоне передняя часть автомобиля заметно приподымается, то есть реакции меняются, нагрузка на переднюю часть уменьшается, то есть $m_1 = 0,65-0,70$, $m_2 = 1,30-1,35$.

При торможении наблюдается обратная картина.

Значения коэффициентов перераспределения для любых режимов движения:

$$m_1 = \frac{R_1}{R_{01}} = G_a \cdot \cos \alpha \cdot \frac{b - \phi \cdot h_{\text{цм}}}{L - \phi \cdot h_{\text{цм}}} / G_a \cdot \frac{b}{L}.$$

Уравнение можно переписать как:

$$m_1 = \frac{\cos \alpha \cdot (b - \phi \cdot h_{\text{цм}})}{L - \phi \cdot h_{\text{цм}}} \cdot \frac{L}{b}. \quad (47)$$

Коэффициент перераспределения веса для задних колес:

$$m_2 = \frac{R_2}{R_{02}} = \frac{a \cdot G_a \cdot \cos \alpha}{L - \phi \cdot h_{\text{цм}}} / G_a \cdot \frac{a}{L}, \quad m_2 = \frac{L \cdot \cos \alpha}{L - \phi \cdot h_{\text{цм}}}. \quad (48)$$

Рассуждая аналогично, определим радиальные реакции и коэффициенты перераспределения веса автомобиля со всеми ведущими колесами (автомобиль повышенной проходимости).

В этом случае тяговая сила, реализуемая автомобилем с учетом опорных сцепных условий, равна:

$$P_{T \max} = \phi \cdot (R_1 + R_2)$$

или

$$P_{T \max} = \phi \cdot G_a \cdot \cos \alpha.$$

Уравнение моментов из предыдущей схемы сил:

$$P_T \cdot h_{\text{цм}} + G_a \cdot \cos \alpha \cdot a - R_2 \cdot L = 0.$$

Подставляя значение тяговой силы, имеем:

$$\phi \cdot G_a \cdot \cos \alpha \cdot h_{\text{цм}} + \phi \cdot G_a \cdot \cos \alpha \cdot a - R_2 \cdot L = 0,$$

$$R_2 = \frac{G_a \cdot \cos \alpha \cdot (a + \phi \cdot h_{\text{цм}})}{L}, \quad (49)$$

$$R_1 = G_a \cdot \cos \alpha - R_2,$$

откуда

$$R_1 = G_a \cdot \cos \alpha - \frac{G_a \cdot \cos \alpha \cdot (a + \phi \cdot h_{ym})}{L},$$

$$R_1 = G_a \cdot \cos \alpha \cdot \left(1 - \frac{a + \phi \cdot h_{ym}}{L}\right). \quad (50)$$

Коэффициенты распределения веса m_1 и m_2 определяются как:

$$m_1 = \frac{R_1}{R_{01}} = \frac{G_a \cdot \cos \alpha \cdot \left(1 - \frac{a + \phi \cdot h_{ym}}{L}\right) \cdot L}{G_a \cdot b},$$

$$m_2 = \frac{R_2}{R_{02}} = \frac{G_a \cdot \cos \alpha \cdot (a + \phi \cdot h_{ym})}{L} \cdot \frac{L}{G_a \cdot a}.$$

4. ТЯГОВАЯ ДИНАМИКА АВТОМОБИЛЯ

4.1. Тяговый баланс автомобиля

Производительность автомобиля характеризуется средней скоростью движения и зависит от его тяговых и динамических качеств, которые определяются всеми действующими на автомобиль продольными силами, равновесие которых определяет уравнение движения.

Тяговая сила на ведущих колесах при движении автомобиля затрачивается на преодоление сил сопротивления движению, т. е.

$$P_T = P_f \pm P_\alpha + P_b \pm P_j \quad (51)$$

Знаки «+» в уравнении соответствуют движению на подъем с ускорением, а знаки «-» – движению при спуске и с замедлением (по инерции). Заменяв обозначение сил их развернутыми выражениями для общего случая движения, получим:

$$\frac{M_e \cdot i_k \cdot i_o \cdot \eta_T}{r_k} = f \cdot G_a \cdot \cos \alpha \pm G_a \cdot \sin \alpha + \frac{K \cdot f \cdot V_a^2}{13} + \frac{G_a}{g} \cdot \delta \cdot j. \quad (52)$$

Выражение носит название уравнения тягового баланса автомобиля. Это уравнение позволяет определить величину тяговой силы, развиваемой на ведущих колесах и установить, как она распределяется по различным видам сопротивления. Уравнение (52) решается графическим методом (см. рисунок 21).

При построении графика в координатах $V_a - P_T$ наносятся кривые для P_T для различных передач при изменении скорости вращения коленчатого вала двигателя.

Скорость автомобиля для известных чисел оборотов определяется как:

$$V_a = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_k \cdot n_e}{i_k \cdot i_o \cdot 60}, \text{ м/сек.}$$

Выразив скорость автомобиля в км/ч, то есть, умножив на 3,6, получим:

$$V_a \approx 0,377 \cdot \frac{r_k \cdot n_e}{i_k \cdot i_o}.$$

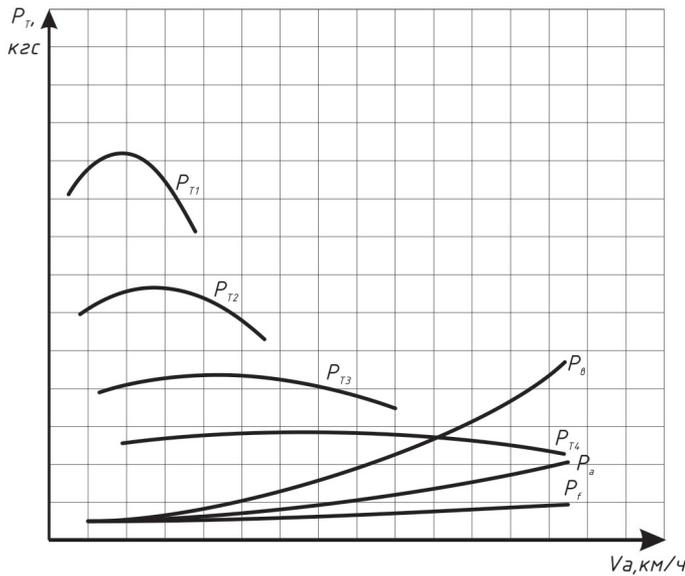


Рисунок 21 – График тягового баланса автомобиля

При постоянном числе оборотов коленчатого вала значения скорости на различных передачах обратно пропорциональны передаточным числам коробки передач:

$$\frac{i_2}{i_1} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_2}{V_3} = \frac{i_3}{i_2}$$

Кривая изменения тяговой силы P_T строится по формуле:

$$P_T = \frac{M_e \cdot i_k \cdot i_o \cdot \eta_T}{r_k} \quad (53)$$

График P_{T1} называется графиком тягового баланса (рисунок 22). На график наносят кривые $P_f = f(V_a)$, $P_a = f(V_a)$, $P_e = f(V_a)$ для определенных значений f и уклона i . Точка пересечения кривой суммарного сопротивления движению $P_f + P_a + P_e$ с кривой тяговой силы на ведущих колесах определяет максимальную возможную скорость движения при конкретных условиях работы автомобиля. Отрезки вертикальных линий, заключенных внутри заштрихованной площадки, определяют величину избыточной силы тяги P_s , которая может быть использована для разгона автомобиля или для преодоления большего сопротивления движению в рассматриваемых дорожных условиях (f и α).

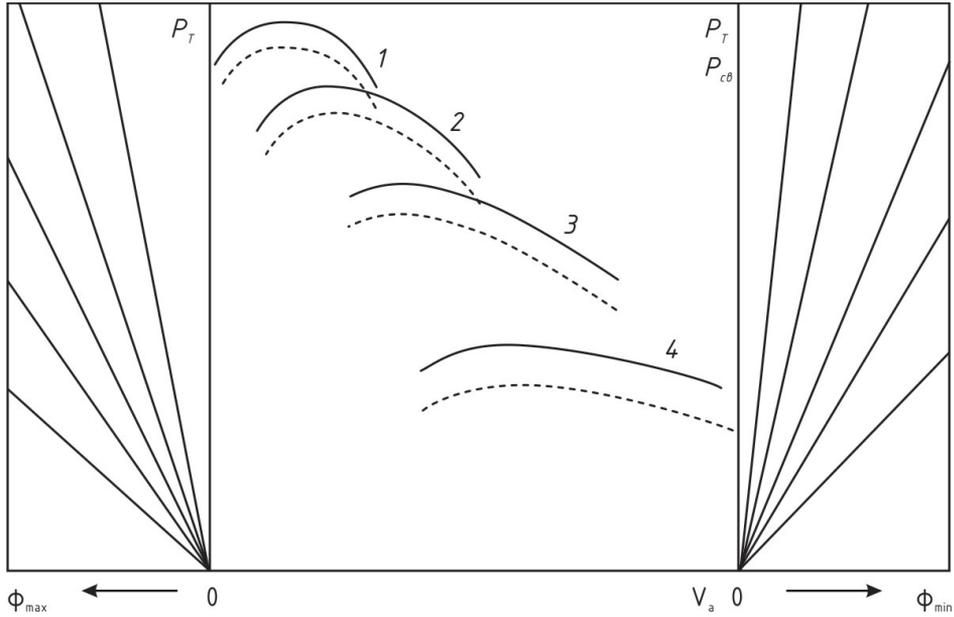


Рисунок 22 – Графики тягового баланса автомобиля

При помощи графика тягового баланса можно определить основные показатели динамичности при равномерном движении. За точкой, определяющей V_{max} , возможно только замедленное движение.

При изменении дорожных сопротивлений изменяется соответственно и положение кривой суммарного сопротивления движению:

$$\sum P_{сопр} = P_f + P_\alpha + P_\epsilon.$$

Как видно на графике, тяговый баланс показывает соотношение между отдельными силами сопротивления движению и тяговой силы на ведущих колесах, а также позволяет подсчитать возможные значения разгона, максимального сопротивления дороги, преодолеваемого автомобилем при известных значениях V_a , а также величину максимальной скорости V_{max} . Однако все задачи удобнее решать с помощью динамической характеристики автомобиля.

При равномерном движении по горизонтальной поверхности силы P_α и P_j равны нулю, а в случае уклона i и замедления j возникают отрицательные силы, то есть

$$P_T = P_f + P_\alpha - P_b - P_j.$$

При введении понятия общего сопротивления дороги, уравнение тягового баланса приведем к виду:

$$P_T = P_\psi + P_b + P_j.$$

Чтобы учесть возможность буксования ведущих колес, нужно вычислить силу сцепления для определенных дорожных условий (φ). В зоне, расположенной ниже этой горизонтали, соблюдается условие $P_T < P_{сц}$, где

$$P_{сц} = \varphi \cdot G_2$$

или

$$y' + y'' = \varphi \cdot G_a \cdot \cos \beta.$$

При изменении нагрузки на автомобиль изменяются величины P_j и P_{ψ} , для пересчета которых требуется определенное время.

Более универсален метод, предложенный А.Н. Островцовым (МАДИ). В этом случае уравнение силового баланса запишется:

$$P_T - P_b = P_{\psi} + P_j$$

или

$$\frac{M_e \cdot i_k \cdot i_o \cdot \eta_T}{r_k} - \frac{k \cdot F \cdot V^2}{13} = G_a \cdot \left[(f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) + \frac{\delta}{g} \cdot j \right].$$

Разность $P_T - P_b$ называют свободной окружной силой и обозначают $P_{св}$. Для движения без буксования должно быть соблюдено условие:

$$P_T - P_b = P_{св} \geq P_{\psi}$$

Кроме того,

$$P_{T_{\max}} < \varphi \cdot R_2$$

$$\psi_x = \frac{P_{св}}{G_x}.$$

На ось абсцисс влево от оси Р в произвольном масштабе наносят шкалу φ и проводят несколько лучей, соответствующих разным значениям нагрузки (от до G_0 при $H = 0 \%$).

По уравнению $P_T = \varphi G_x$ аналогичным способом справа от конца графика тягового баланса нужно построить лучи для определения возможности буксования для диапазона нагрузки от 0 до 100 %:

$$\frac{G_a V_{a^2}}{gR} \cdot h_{цт} = G_a \cdot \frac{B}{2},$$

$$\frac{V_{a^2}}{gR} = \frac{B}{2h_{цт}}.$$

Вычислив несколько значений φ_{χ} , проводят вертикали через соответствующие деления на шкале до пересечения с горизонталью, проходящей через выбранную величину $P_{ТХ}$

Лучи отмечают цифрами процента нагрузки. Величины G_{01} и G_{02} берут из технической характеристики. Для легковых автомобилей вес одного пассажира берут равным 70 кг.

При помощи данного графика можно из четырех величин V_a , $H\%$, φ , ψ найти любые два из двух неизвестных (то есть если два из них известны). При этом определяемые значения ψ являются как максимальными ψ_{max} , так и минимальными ψ_{min} – необходимыми для движения без буксования.

4.2. Мощностной баланс автомобиля

Для решения ряда вопросов из теории автомобиля, таких, как например, определение влияния протекания кривой скоростной характеристики двигателя на динамические качества автомобиля, выбор передаточного числа главной передачи, исследование топливной экономичности автомобиля весьма удобен мощностной баланс автомобиля, который выражается следующим уравнением:

$$N_{кол} = N_e \cdot \eta_T = N_f + N_a + N_b + N_r,$$

Разность между ординатами N_e и $N_{кол}$ представляет собой мощность трения N_{mp} , затрачиваемую на преодоление механических потерь на трение трансмиссии:

$$N_{mp} = N_e - N_{кол} = N_e \cdot \left(1 - \frac{N_{кол}}{N_e}\right). \quad (54)$$

На этом же графике строятся графические зависимости мощностей N_f , N_a , N_b от скорости движения автомобиля. Этот график носит название мощностного баланса.

На скоростях $V_a < V_{max}$ мощность на колесах больше мощности сопротивлений, имеется и некоторый запас мощности $N_3 = N_j$, которая может быть использована для разгона автомобиля или на буксировку прицепа.

$$N_3 = N_{кол} - N_f - N_a - N_b. \quad (55)$$

При движении автомобиля без прицепа по горизонтальной дороге весь запас мощности может быть использован для разгона.

Из этого выражения максимально возможное ускорение находится, когда $N_3 = N_j$:

$$N_3 = \frac{G_a}{g} \cdot \delta \cdot j_a \cdot \frac{V_a}{270}$$

или

$$j_a = \frac{270 \cdot g \cdot N_3}{G_a \cdot g \cdot \frac{V_a}{270}}, \frac{м}{сек^2}. \quad (56)$$

При движении автомобиля с прицепом, запас мощности затрачивается на буксировку, т. е. $N_3 = N_{np}$.

Это позволяет определять изменение максимально возможной силы P_{np} . Для буксировки прицепа, которую может развивать автомобиль в зависимости от скорости:

$$P_{np} = \frac{270 \cdot N_3}{V_a}, кг \quad (57)$$

График и уравнение мощностного баланса (рисунок 23) показывают распределение мощности по различным видам сопротивления, а также мощности, затрачиваемой на разгон автомобиля и буксировку прицепа.

Выразив мощности, затрачиваемые на преодоление сопротивления движению через произведения сил на скорость, получим развернутое уравнение мощностного баланса или сил:

$$N_f = \frac{P_f \cdot V_a}{75 \cdot 3,6} = \frac{f \cdot G_a \cdot \cos \alpha \cdot V_a}{270}, л.с.$$

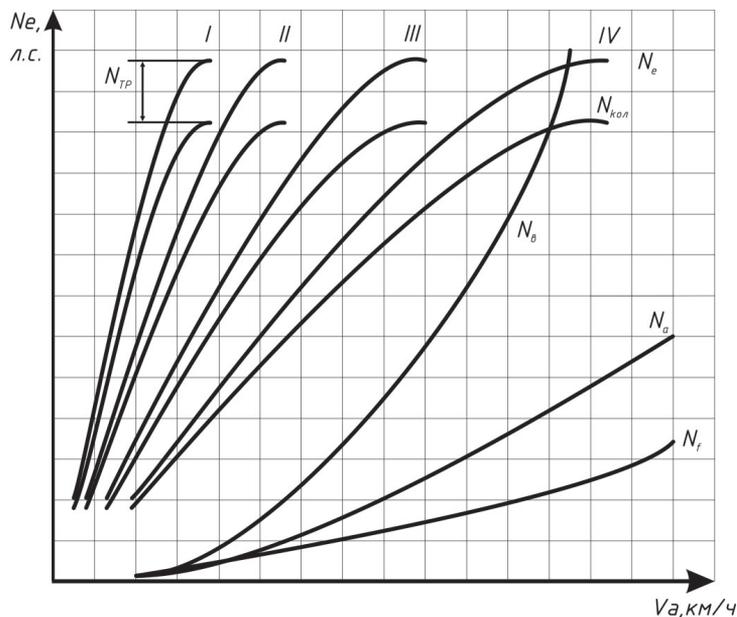


Рисунок 23 – Мощностной баланс автомобиля

$$N_{\alpha} = \frac{P_{\alpha} \cdot V_a}{75 \cdot 3,6} = \frac{G_a \cdot \sin \alpha \cdot V_a}{270}, \text{ л.с.} \quad (58)$$

$$N_{\epsilon} = \frac{P_{\epsilon} \cdot V_a}{75 \cdot 3,6} = \frac{K \cdot F \cdot V_a^3}{3500}, \text{ л.с.};$$

$$N_j = \frac{P_j \cdot V_a}{75 \cdot 3,6} = \frac{G_a \cdot \delta \cdot j \cdot V_a}{270 \cdot g}, \text{ л.с.};$$

$$N_{\text{кол}} = N_e \cdot \eta_T = \frac{f \cdot G_a \cdot \cos \alpha \cdot V_a}{270} + \frac{G_a \cdot \sin \alpha \cdot V_a}{270} + \frac{K \cdot F \cdot V_a^3}{3500} + \frac{G_a \cdot \delta \cdot j \cdot V_a}{270 \cdot g}, \text{ л.с.}$$

График мощностного баланса, как и график тягового баланса, позволяет определить возможность движения автомобиля с той или иной скоростью по дороге заданного сопротивления.

Если на кривой мощности на ведущих колесах отложить ординаты мощности, затрачиваемой на преодоление сопротивления воздуха N_{ϵ} , получим график избыточной мощности, которая может быть израсходована на преодоление дорожных сопротивлений и разгон автомобиля.

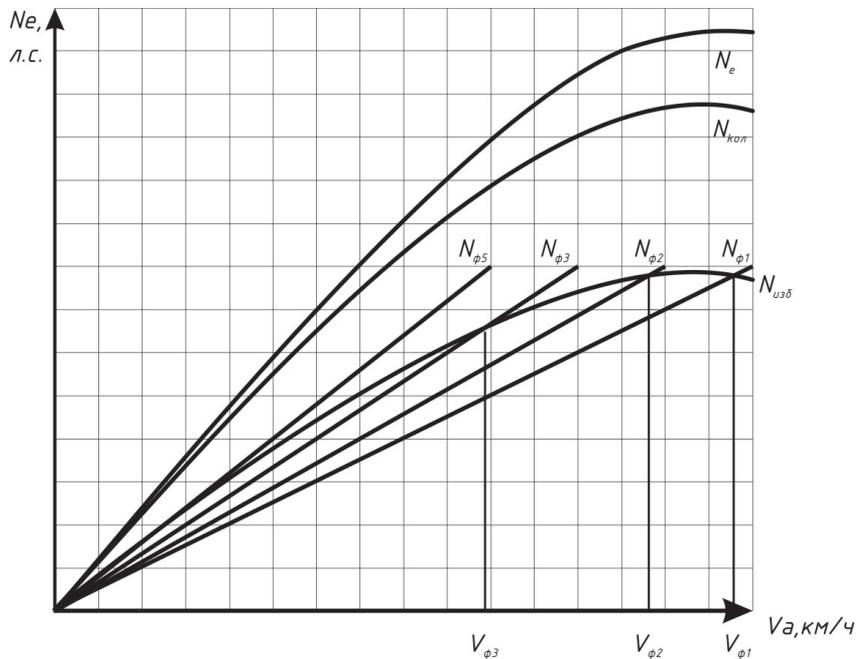


Рисунок 24 – Мощности, расходуемые на преодоление дорожных сопротивлений

Мощности, расходуемые на преодоление дорожных сопротивлений при различных значениях $\psi = f+i$, представлены в виде прямых (рисунков 24).

Когда график-луч мощности сопротивления дороги $N_{\psi 5}$ будет касательным к кривой свободной мощности, теряемой на дорожное сопротивление и разгон, возможно движение только при одной скорости, при V_{min} . Точки пересечения указывают на величину максимально возможной скорости при данных значениях ψ .

4.3. Динамическая характеристика автомобиля

Зная зависимость величины избыточной силы тяги от скорости автомобиля, можно решать основные задачи по определению параметров движения. Однако нельзя произвести сравнение динамичности различных автомобилей по величине избыточной силы тяги. При одной и той же величине P_T лучшей динамичностью обладает автомобиль, имеющий меньший вес. На динамичность влияют величины лобовой площади и обтекаемость. В качестве измерителя динамичности принята удельная избыточная сила тяги, приходящаяся на единицу веса автомобиля, предложенная академиком Е.А. Чудаковым, и названная динамическим фактором автомобиля.

Как было отмечено ранее, избыточная или свободная сила тяги расходуется на продолжение силы сопротивлений дороги и разгона, а при движении с установившейся скоростью вся избыточная сила тяги расходуется на преодоление дорожного сопротивления (рисунок 25).

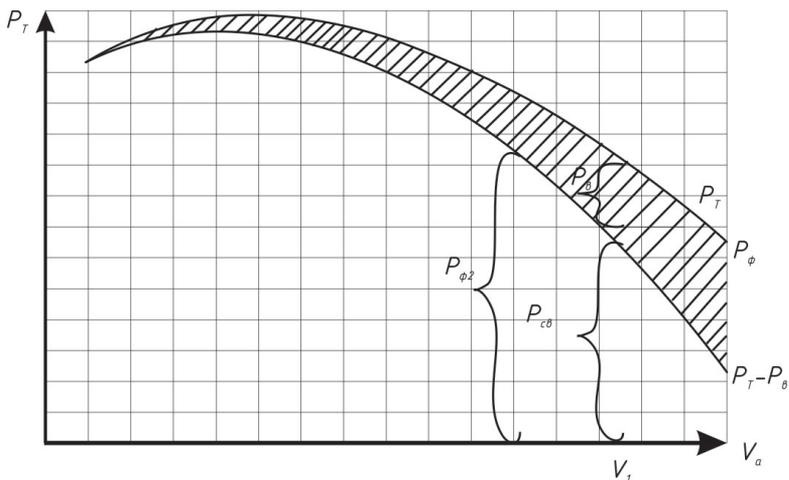


Рисунок 25 – Изменение силы тяги и сопротивления дороги от скорости движения автомобиля

Следовательно, ординаты кривой избыточной силы тяги представляют собой максимальные величины дорожных сопротивлений, которые автомобиль может преодолевать на заданных скоростях при полном открытии дроссельной заслонки.

При эксплуатации автомобиля его общий вес в зависимости от величины перевозимого груза или количества пассажиров изменяется в сравнительно широких пределах. У грузовых автомобилей и автобусов это изменение в два раза больше, чем у легковых.

Общий вес автомобиля значительно изменяется при использовании прицепов и полуприцепов. Поэтому необходимо выяснить влияние веса автомобиля на его динамические качества.

Как видно, величина D изменяется в зависимости от веса автомобиля G_a . С уменьшением G_a улучшаются динамические качества автомобиля. Для того чтобы не пересчитывать при каждом изменении нагрузки величину динамического фактора, динамическую характеристику дополняют номограммой нагрузок. Если обозначим динамический фактор при новом весе через D_x , то получим:

$$D_x = D_a \cdot \frac{G_a}{G_x}. \quad (59)$$

Таким образом, зная вес и динамический фактор нагруженного автомобиля, и вес автомобиля в любом состоянии, легко определить динамический фактор для этого состояния. Для построения зависимости подчитывают динамический фактор D_o автомобиля без нагрузки по выражению:

$$D_o = D_a \cdot \frac{G_a}{G_o}, \quad (60)$$

где G_o – вес автомобиля при отсутствии груза, т. е. собственный вес автомобиля.

Для построения зависимости определяют величину масштаба шкалы для

$$a_o = a \cdot \frac{G_o}{G_a}, \quad (61)$$

где a – масштаб шкалы динамического фактора для нагруженного автомобиля, т. е. шкала, принятая на графике рисунка 25.

Если в рассматриваемом случае искомый динамический фактор попадает меж лучами, то D_x находится с помощью интерполяции.

Для определения динамического фактора D , соответствующего нагрузке 50 % на третьей передаче при сопротивлении дороги $\psi = f+i$, следует

провести горизонтальную линию от ординаты D до пересечения с вертикальной линией. Тогда находится расстояние a и b между лучами D' и D'' :

$D' = 0,20$ на расстоянии a ,

$D'' = 0,25$ на расстоянии b :

$$D_{III50\%} = D' + \frac{a}{a+b} \cdot (D'' - D') \quad (62)$$

Аналогичным методом решается задача определения максимальной величины перевозимого груза при заданном дорожном сопротивлении и скорости движения.

Максимальные значения динамического фактора D_{max} для большинства современных грузовых автомобилей находятся в пределах 0,35–0,45 кг/кг. У автомобилей повышенной проходимости значение D_{max} может достигать 0,70–0,30, а у легковых автомобилей – до 0,50. Минимальные значения динамического фактора колеблются в пределах 0,50. Минимальные значения динамического фактора колеблются в пределах 0,03–0,09 вне зависимости от типа автомобиля.

4.4. Использование динамической характеристики для определения основных параметров движения

Для исследования основных параметров движения автомобиля обычно используют его динамическую характеристику. Рассмотрим основные параметры движения транспортного средства.

а) Определение максимальной скорости движения автомобиля с помощью динамической характеристики возможно, если известно сопротивление дороги. Максимальную скорость возможно развить только на горизонтальном участке дороги, поэтому следует принять $\alpha = 0$.

При максимальной скорости V_{max} , динамический фактор D определяет то предельное значение сопротивления дороги, которое может быть преодолено. Как известно

$$D = f + i + \frac{\delta}{g} \cdot j.$$

При развитии максимальной скорости, как правило, $j = 0$, когда $\alpha = 0$, $D = f$. Откладывая f на оси ординат, определяем V_{max} .

б) Определение максимального преодолеваемого подъема. Как правило, на подъеме обычно разгон автомобиля отсутствует, т. е. $j = 0$, тогда $D = f + i$, откладывая значение ψ , определим V по графику, опуская перпендикуляр из точки пересечения кривой динамического фактора с горизонталью ψ на ось абсцисс $i_{max} = D - f$.

в) Определение ускорения автомобиля. Для определения ускорения автомобиля используем известные формулы:

$$D = f + i + \frac{\delta}{g} \cdot j,$$

отсюда

$$j = (D - f - i) \cdot \frac{g}{\delta}. \quad (63)$$

Величина, стоящая в скобках, определяется по динамической характеристике автомобиля отрезком, заключенным между кривой динамического фактора и линией, соответствующей сопротивлению дороги.

г) Определение наибольшего сопротивления дороги, преодолеваемого автомобилем. Максимальное значение D_{max} определяет то предельное сопротивление дороги, которое может быть преодолено данным автомобилем при равномерном движении на I передаче, $D_{max} = \psi_{max}$.

Для современных грузовых автомобилей D колеблется в пределах $D_{max} = 0,35-0,45$ кг/кг:

- для автомобилей высокой проходимости $D_{max} = 0,70-0,80$ кг/кг;
- для легковых автомобилей не выше $D_{max} = 0,50$,

$$D_{min} = 0,03-0,09.$$

Если известна передача и значения D и f , то можно определить максимальный подъем, преодолеваемый автомобилем. Можно полагать, что при преодолении максимального подъема имеет место, как правило, равномерное движение, при котором $j = 0$:

$$D = f + i \text{ или } i_{max} = D - f.$$

Угол подъема, который преодолевает автомобиль, при той или иной равномерной скорости и при заданном коэффициенте сопротивления качению, находится по уравнению:

$$D = f + i.$$

Или, подставляя значение ψ , имеем:

$$D = f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha = f \cdot \sqrt{1 - \sin^2 \alpha} + \sin \alpha, \quad (64)$$

имея в виду, что $\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha = 1$.

Выражение динамического фактора можно привести к виду:

$$\sin \alpha = \frac{D - f \cdot \sqrt{1 - D^2 \cdot f^2}}{1 + f^2}. \quad (65)$$

Преодоление повышенных сопротивлений дороги, например подъема, может быть осуществлено и при использовании сил инерции.

4.5. Ускорение, время и путь разгона автомобиля

Время равномерного движения автомобиля обычно мало по сравнению с общим временем работы. Например, в городских условиях эксплуатации автомобили двигаются равномерно всего 15–25 % времени, 30–40 % времени занимает ускоренные движения, 30–40 % – движение накатом и торможение. Показателем динамичности автомобиля при его равномерном движении служат ускорение, а также путь и время его разгона.

Для определения максимальной интенсивности разгона автомобиля его испытывают на участке пути, причем замеры начинают с минимально устойчивых оборотов двигателя. Водитель резко нажимает на педаль подачи топлива, и удерживает ее в этом положении до конца разгона. Передачи переключают как можно быстрее, избегая ударов.

Разгон заканчивают на 4–5 передаче, при скорости не меньше $0,8 V_{max}$. При этом пользуются датчиками пути, скорости, времени, которые записывают на ленте осциллографа, с указанием величины их значений. На рисунке 26 показан образец такой записи, сделанный на ленте осциллографа.

Участок АВ записи соответствует разгону автомобиля с места, ВС – равномерному движению, СД – накату, ДЕ – торможению. Ступеньки

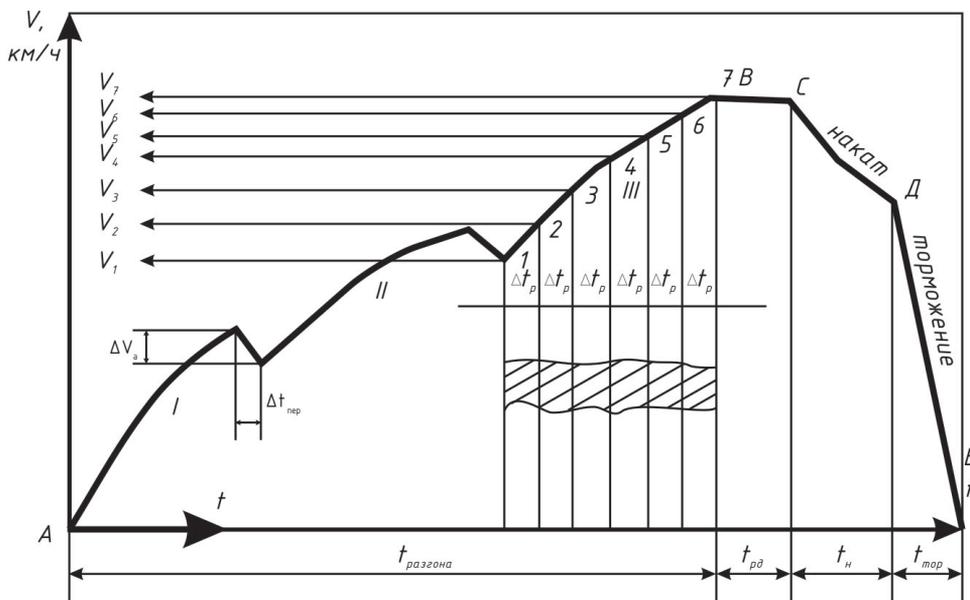


Рисунок 26 – График времени и пути разгона автомобиля

на участке АВ отмечают падение скорости в процессе переключения передачи.

При обработке записи разгона, участки размечают через определенные интервалы времени, скажем Δt_p , и подсчитывают число оборотов колеса и определяют длину пройденного пути ΔS , а затем, складывая эти значения ΔS , можно определить значения пути и времени разгона и построить их графически.

Общая длина пути за время полного разгона автомобиля:

$$S = \Delta S_1 + \Delta S_2 + \Delta S_3 + \dots + \Delta S_n ,$$

$$t_p = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \dots + \Delta t_n ,$$

$$t_p = \Delta t_p \cdot n , \quad (66)$$

где n – число интервалов времени.

Для построения зависимости времени и пути разгона от скорости по кривой АВ нужно вычислить среднее значение скорости в каждом интервале:

$$V_{cp} = 0,5 \cdot (V_1 + V_2) . \quad (67)$$

Для замера ускорения используют акселерометр.

Ускорение автомобиля может быть определено по формуле:

$$j_a = \frac{dV}{dt} = \frac{D - \psi}{\delta} \cdot g . \quad (68)$$

График ускорения строят для полностью груженого автомобиля при условии его движения по горизонтальной дороге с асфальтовым покрытием при коэффициенте сопротивления качению $f = 0,025 - 0,020$. Значение D берется из динамической характеристики, ψ – определяют для каждой передачи по формуле:

$$\delta = 1,03 + a \cdot i_k^2 . \quad (69)$$

Точки b , c (рисунок 27, таблица 6) пересечения кривых ускорений показывают скорости, при которых следует производить переключения передач, чтобы интенсивность разгона была максимальной.

Величина ускорения на I передаче грузового автомобиля может быть меньше чем на II передаче, вследствие большого передаточного числа, ввиду заметного увеличения коэффициента δ .

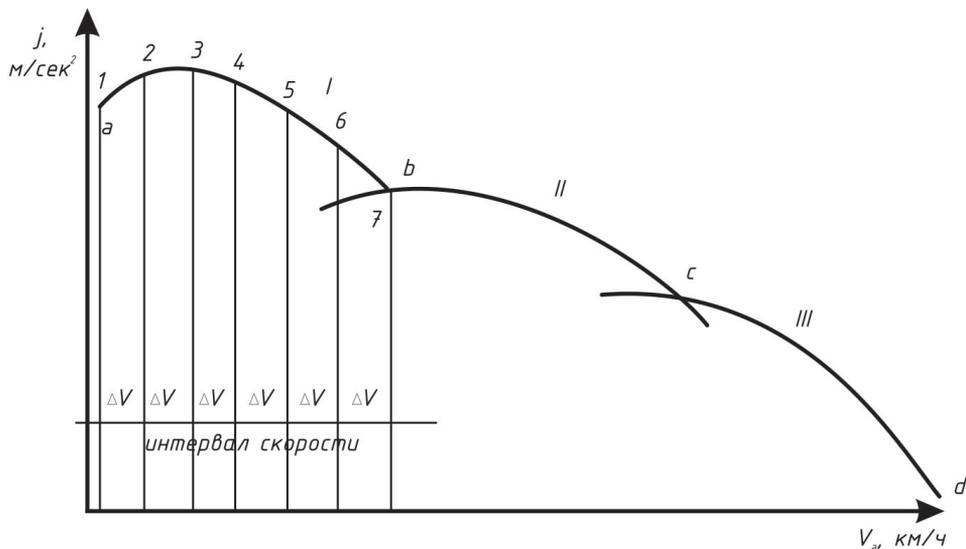


Рисунок 27 – График ускорения автомобиля

Таблица 6 – Максимальные ускорения различных типов транспортных средств

Максимальное ускорение в м/сек ²		
Тип ТС	1 передача	Высшая передача
Легковые автомобили	2–2,5	0,8–1,2
Автобусы	1,8–2,3	0,4–0,8
Грузовые автомобили	1,7–2,0	0,25–0,5

Время разгона определяют, используя график ускорений (рисунок 27), для чего кривую ускорений разбивают на ряд одинаковых участков. При этом предполагается, что на каждом участке от V_1 до V_2 , от V_2 до V_3 и т. д. автомобиль разгоняется с постоянным ускорением:

$$j = \frac{j_n + j_k}{2}, \frac{m}{сек^2}, \quad (70)$$

где j_n – ускорение в начале участка; j_k – ускорение в конце участка.

При изменении скорости на участке от V_H до V_K (скорость в начале и конце участка) среднее ускорение равно приращению скорости ΔV , деленному на время движения на участке t_n :

$$j_{cp} = \frac{\Delta V}{3,6 \cdot t_n} \approx const \quad (71)$$

где t_n – время движения на участке.

Отсюда:

$$t_n = \frac{\Delta V}{3,6 \cdot j_{cp}}, \text{сек} \quad (72)$$

Общее время разгона получается суммированием времени разгона отдельных участков:

$$t = t_1 + t_2 + t_3 + \dots + t_n. \quad (73)$$

Пусть разгона на участке S_p определяется при помощи графика времени разгона с использованием формулы:

$$S_p = \frac{V_{cp} \cdot t_n}{3,6}, \text{м}, \quad (74)$$

где V_{cp} – средняя скорость на участке в км/час.

Для точности расчетов интервал скорости принимают равным 2–3 км/ч на I передаче; 5–10 км/ч – промежуточной, 10–15 км/ч – высшей передаче.

Средняя скорость V_{cp} на участке принимается равномерной и определяется формулой:

$$V_{cp} = \frac{V_{H1} - V_{H2}}{2}.$$

Путь разгона S от минимальной, до заданной скорости определяется суммированием пути разгона всех предыдущих участков:

$$\sum S_p = S_1 + S_2 + S_3 + \dots + S_n. \quad (75)$$

Как известно, ускорение при прямолинейном движении представляет собой первую производную скорости по времени:

$$j = \frac{dV}{dt}, \text{отсюда } dt = \frac{dV}{j}.$$

Полное время разгона в интервале скоростей от V_1 до V_2 определится как:

$$t_p = \int_{V_1}^{V_2} \frac{1}{j} dV.$$

Непосредственное определение этого интервала затруднено ввиду отсутствия точно выраженной аналитической связи между ускорением и скоростью движения автомобиля. Поэтому время разгона определяется графоаналитическим методом. Для этого нужно построить кривые величин, обратных ускорениям автомобиля (рисунок 28).

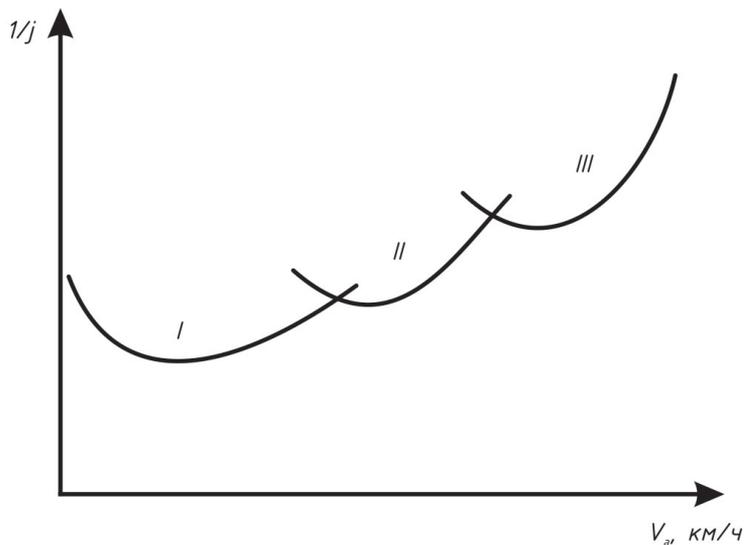


Рисунок 28 – Кривые обратных величин ускорений автомобиля

Выделим элементарную площадку между кривой $1/j$, осью абсцисс и двумя ординатами от V_1 , до V_2 , которые отличаются друг от друга на заданную величину. Очевидно, эта площадка будет представлять собой подынтегральное выражение: $dt = \frac{1}{j} dV$, т. е. время разгона в данном интервале скоростей.

Площадь полезного участка будет представлять собой время разгона t_n , где скорость $V_n = 0,95 V_{max}$. Построенный таким образом график времени разгона показан на рисунке 28.

Зная, что скорость есть первая производная пути во времени, получим:

$$V = \frac{ds}{dt},$$

$$ds = V \cdot dt,$$

$$S = \int_{t_1}^{t_2} V \cdot dt.$$

Опять таки, из-за отсутствия точной аналитической зависимости между V_a и t_p , воспользуемся графоаналитическим методом. Тогда:

$$S = (t_2 - t_1) \cdot \frac{V_1 + V_2}{2},$$

то есть необходимая площадка есть $ds = V \cdot dt$.

Масштаб перехода от мм² площади и пути разгона наносится следующим образом.

Путь в мм по оси скоростей будет a км/час, 1 мм по оси времени 0 сек, тогда 1 мм² площадки будет равен:

$$1\text{мм}^2 = \frac{a \cdot c}{3,6}, \text{м}.$$

Вычислим площадь в секундах разгона:

1 мм – a , км/час;

1 мм по оси – $i/j = b$ сек²/м;

1 мм² = a , в/3,6 сек.

Время переключения передач t_{nep} зависит от квалификации водителя, конструкции коробки передач и типа двигателя. Для водителей высшей квалификации характерны значения времени переключения, приведенные в таблице 7.

Таблица 7 – Значения t_{nep} в секундах

Коробка передач	Дизельный двигатель	Карбюраторный двигатель
Ступенчатая		
- без синхронизатора	4–5	1,3–1,5
- с синхронизатором	1,0–1,5	0,2–0,5
Автоматическая	0,5–0,8	0,5–0,1

У водителя низкой квалификации время переключения t_{nep} может быть на 25–40 % больше, по сравнению с приведенным в таблице 7.

Снижение скорости при переключении передачи определяют:

$$\Delta V_{nep} = 33 \cdot t_{nep} \cdot \psi,$$

$$P_j = P_f + P_a + P_b + P_{xx}.$$

Считая $P_b = 0, P_{xx} = 0$,

$$-j = \frac{dV}{dt} = (f + i) \cdot \frac{g}{\delta},$$

$$V_{nep} = -9,3 \cdot \psi \cdot t_{nep}. \tag{76}$$

4.6. Движение автомобиля накатом

В практике эксплуатации автомобиля движение накатом применяется весьма часто. Особое значение этот режим движения имеет при необходимости регулярных остановок и последующих разгонах (городские условия), а также при движении по дорогам с чередующимися подъемами и спусками.

Во время движения накатом двигатель отсоединен от ведущих колес, крутящий момент не подводится, тяговая сила отсутствует.

Преодоление сил сопротивления происходит в основном за счет накопленной ранее энергии (кинетической).

Для теоретического расчета показателей динамичности при накате напишем уравнение движения для данного случая:

$$P_j = P_f + P_g + P_a + P_{xx}, \quad (77)$$

где P_{xx} – приведенная к ведущим колесам сила трения трансмиссии при работе на холостом ходу в кг.

Приняв $\delta = 1,05$, из (77) найдем величину отрицательного ускорения, т. е. замедления:

$$j = \frac{P_f + P_g + P_a + P_{xx}}{G_a \cdot \delta} \cdot g = -\frac{9,3 \cdot \sum P_{comp}}{G_a}. \quad (78)$$

Показатели динамичности автомобиля при накате обычно определяют на горизонтальном участке дороги с твердым покрытием.

Автомобиль разгоняют до определенной скорости (например, до 50 км/ч) и после установления равномерного движения водитель выключает сцепление и передачу. Скорость автомобиля, путь, время движения регистрируются самопишущими приборами (участок D).

Длина пути выбега является простым и наглядным показателем, позволяющим также оценивать и техническое состояние шасси автомобиля. Чем больше путь выбега, тем техническое состояние автомобиля лучше.

Простота экспериментального исследования движения накатом способствовало широкому использованию этого режима для опытного определения коэффициента сопротивления качению f или дороги ψ .

Пренебрегая сопротивлением воздуха и трением в трансмиссии, уравнение (78) перепишем в виде:

$$j = \frac{dV}{dt} = -9,3 \cdot \psi, \quad (79)$$

отсюда

$$dV = -9,3 \cdot \psi \cdot dt.$$

Пределы интегрирования времени dt от 0 до T_H :

$$\psi \cdot T_H = \frac{V_{HH}}{9,3 \cdot 3,6} \approx \frac{V_{HH}}{33}, \quad (80)$$

где T_H – общее время наката до полной остановки автомобиля.

Если участок не горизонтален, заезды производят в двух взаимно противоположных направлениях с одинаковой начальной скоростью. Коэффициент суммарного сопротивления дороги будет равен:

$$\psi = \frac{V_{HH}}{33 \cdot T_H}. \quad (81)$$

4.7. Определение передаточного числа i_{II} , количества передач и соотношения передаточных чисел КПП

Современные коробки переключения передач более полно используют эффективный диапазон двигателя. Для оптимального использования максимального крутящего момента при различных скоростях движения автомобиля используются большее количество ступеней КПП. Это привело к тому, что чаще стали использоваться промежуточные передачи.

Промежуточными передачами в коробке передач при эксплуатации автомобиля приходится пользоваться при:

- 1) преодолении повышенных сопротивлений дороги движению ψ_{max} ;
- 2) разгоне автомобиля;
- 3) эксплуатации автомобиля в условиях, не позволяющих использовать высокие скорости движения (туман, гололед, задержка впереди идущим транспортом, поворот и др.);
- 4) торможении двигателем на крутых, продолжительных горных спусках.

Первые два случая являются основными и обычно количество передач и величину передаточных чисел в к.п. подбирают так, чтобы обеспечить преодоление подъемов и разгон автомобиля.

Этим определяется способность автомобиля преодолевать повышенные сопротивления движению величиной преодолеваемого максимального сопротивления дороги ψ_{max} и скоростью движения V_{max} в указанных условиях.

Преодоление максимальных сопротивлений движению обычно производится при малых скоростях. Поэтому P_g можно принять равным нулю.

Рассматривая случай преодоления сопротивления дороги без использования сил инерции автомобиля, можно записать $j = 0$. В данном случае сопротивление дороги $fG_a \cos \alpha + \sin \alpha G_a$ может быть преодолено,

если тяговая сила на ведущих колесах автомобиля будет равна или больше этого значения сил сопротивления движению:

$$P_{T\max} \geq f \cdot G_a \cdot \cos \alpha + G_a \cdot \sin \alpha$$

или

$$P_{T\max} \geq \psi \cdot G_a, \quad (82)$$

$$\psi \leq \frac{P_{T\max}}{G_a}, \frac{кЗ}{кЗ}. \quad (83)$$

Подставляя в это выражение неравенство значений тяговой силы, имеем:

$$\psi \leq \frac{M_{e\max} \cdot i_k \cdot i_o}{G_a \cdot r_k} \cdot \eta_T. \quad (84)$$

То есть чем больше i_k , тем больше преодолеваемое сопротивление. Из этого выражения следует, что:

$$i_l \geq \frac{\psi \cdot G_a \cdot r_k}{M_{e\max} \cdot i_o \cdot \eta_T}. \quad (85)$$

Для отечественных автомобилей общего назначения максимальное сопротивление дороги ψ_{\max} , преодолеваемое автомобилем на первой передаче, составляет 0,27–0,33 (меньшие значения относятся к легковым автомобилям, а большие – к грузовым и автобусам).

Для автомобилей повышенной проходимости эта величина достигает 0,6–0,8.

Однако нужно учесть, что увеличение передаточного числа первой передачи i_1 допустимо только до величины, при которой развиваемая тяговая сила еще не достигает силы сцепления ведущих колес с дорогой, т. е. необходимо, чтобы

$$P_{T\max} \leq \varphi \cdot G_{cy},$$

где G_{cy} – сцепной вес автомобиля, приходящийся на ведущие колеса автомобиля; φ – коэффициент сцепления.

Подставляя значения $P_{T\max}$ в уравнение (85), можем записать:

$$i_l \leq \frac{\varphi \cdot G_{cy} \cdot r_k}{M_{e\max} \cdot i_o \cdot \eta_T}. \quad (86)$$

При выборе передаточного числа первой передачи i_1 нужно учитывать, что чем больше i_p , тем меньшей скоростью преодолевается сопротивление дороги. Поэтому, чрезмерно увеличивать i_1 нецелесообразно. Как видно, передаточное число первой передачи не зависит ни от числа

ступеней, ни от передаточных чисел ступеней. Последняя рабочая передача у современных автомобилей обычно прямая, т. е. передаточное число равно единице. Пятая повышенная передача, имеющаяся на отечественных автомобилях средней и большой грузоподъемности, применяется для повышения экономичности и уменьшения износа двигателя. Она используется при движении автомобиля без груза, а также при особо хороших дорожных условиях. Передаточное число повышающей передачи устанавливается предварительно по мощностному балансу и колеблется в пределах 0,72–0,82.

Очевидно, для получения наиболее быстрого разгона нужно обеспечить работу двигателя при возможно большей мощности в каждый момент движения.

4.8. Использование мощности при разгоне автомобиля

При разгоне автомобиля число оборотов двигателя доходит до максимальных значений, но по соображениям уменьшения износа и механических потерь n_e при разгоне обычно не превышает n_N . Отложим по вертикальной оси справа скорость движения автомобиля на I передаче.

Нарисунке 29 показана внешняя скоростная характеристика двигателя.

Выбор количества ступеней в коробке передач и соотношение передаточных чисел определяет величину ускорений при разгоне.

Это можно выразить уравнением прямой, проходящей через начало координат:

$$V_I = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_k \cdot n_e}{i_k \cdot i_o} = 0,377 \cdot \frac{r_k \cdot n_e}{i_k \cdot i_o}, \quad (87)$$

где

$$K = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_k \cdot n_e}{i_k \cdot i_o} = 0,377 \cdot \frac{r_k}{i_k \cdot i_o}, \quad (88)$$

$$K = n_e.$$

После того, как автомобиль достигает максимальной скорости при движении на I передаче, производят переключение на вторую передачу.

Принимая во внимание, что во время переключений скорость движения автомобиля почти не меняется, т. к. переключение происходит быстро, этот процесс можно изобразить прямой линией.

Если точки пересечения начала и конца разгонов в каждой из передач, показанные вертикальными линиями, перенести к внешней скоростной характеристике, то точки пересечения линий с внешней скоростной

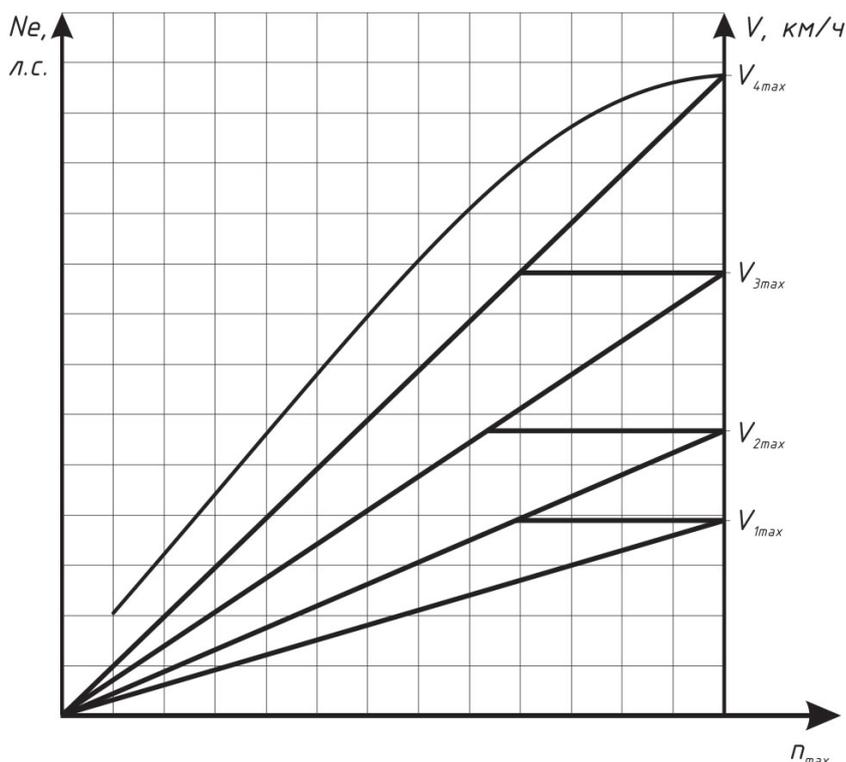


Рисунок 29 – Использование мощности двигателя

характеристикой покажут диапазоны и предельные значения мощности, используемые в процессе разгона.

Сравнение пределов изменения мощностей для 3-х и 5-ти ступенчатой к.п. показывает, что во втором случае средняя используемая мощность заметно выше. Это дает право утверждать, что чем больше число ступеней, тем полнее используется мощность, тем быстрее производится разгон.

Однако увеличение числа ступеней более пяти не рационально, т. е. та незначительная выгода, которая получается при применении шести или семи передач из-за лучшего использования мощности теряется вследствие увеличения количества переключений, усложняется конструкция, усложняется управление коробкой передач.

Следует отметить, что применение большего числа ступеней к.п. заметно повышает и скорость движения. Рассмотрим динамические характеристики двух совершенно одинаковых автомобилей, различающихся количеством ступеней к.п.: 3-х и 4-х ступеней.

Пусть автомобили движутся по одинаковой дороге, оцениваемой коэффициентом ψ . На этой дороге они разовьют одинаковые максимальные скорости V_{max} . Максимальные сопротивления дороги, которые

автомобили могут преодолеть, тоже одинаковы и определяются коэффициентом сопротивления дороги ψ_2 . Скорость движения при этом тоже одинакова и равна V_1 .

Рассмотрим теперь случай движения автомобилей по дороге с коэффициентом ψ_3 . Первый автомобиль должен будет двигаться по этой дороге на второй передаче при малом открытии дросселя со скоростью V_2 .

Второй автомобиль будет двигаться на третьей передаче, развивая скорость V_3 . Очевидно $V_3 > V_2$. Поэтому во всех случаях, когда сопротивление дороги будет меньше, чем то, которое может быть преодолено на последней передаче, и меньше максимального сопротивления дороги, преодолеваемого автомобилем с 4-х ступенчатой коробкой передач на второй передаче, этот автомобиль будет развивать большую скорость движения, и следовательно, его средняя скорость движения будет больше.

4.9. Выбор соотношения передач

Соотношение между передаточными числами в к.п. выбирают так, чтобы при разгоне полнее использовать мощность двигателя.

Это условие может быть выполнено, если разгон начинать при одинаковой скорости вращения коленчатого вала n_o и заканчивать при n_N . При этом, как было отмечено, скорость движения автомобиля в конце разгона на первой передаче определяется уравнением:

$$V_{1max} = 0,377 \cdot \frac{r_k \cdot n_N}{i_k \cdot i_o} . \quad (89)$$

Скорость автомобиля в начале разгона второй передачи запишется как

$$V_{2min} = 0,377 \cdot \frac{r_k \cdot n_o}{i_k \cdot i_2} . \quad (90)$$

В момент переключения скорость автомобиля может быть принята неизменной из-за краткости процесса переключения, т. е. $V_{1max} = V_{2min}$, а следовательно:

$$0,377 \cdot \frac{r_k \cdot n_N}{i_o \cdot i_1} = 0,377 \cdot \frac{r_k \cdot n_o}{i_o \cdot i_2}$$

или

$$\frac{n_N}{i_1} = \frac{n_o}{i_2} . \quad (91)$$

Это рассуждение можно распространить и на другие передачи. Поэтому для наилучшего использования мощности должны быть выдержаны следующие неравенства:

$$\frac{n_N}{n_o} = \frac{i_1}{i_2} = \frac{i_2}{i_3} = \frac{i_3}{i_4} = \dots = \frac{i_n}{i_{n+1}} = const. \quad (92)$$

Так как передаточное число первой передачи обычно определяется по величине максимального сопротивления дороги, а последняя рабочая передача прямая I, то в результате проведенных расчетов можно определить значение i промежуточных передач.

Для четырехступенчатых коробок передач:

$$i_1 \cdot i_3 = i_2^2; \quad i_3 = \sqrt{i_2 \cdot i_4};$$

$$i_2 \cdot i_4 = i_3^2; \quad i_1 = \sqrt{i_2 \cdot i_4} = i_2.$$

Решая уравнение относительно передаточного числа II передачи, получим:

$$i_1^2 \cdot i_2 \cdot i_4 = i_2^4; \quad i_2 = \sqrt{i_1^2}; \quad i_1 \cdot i_3 = (\sqrt[3]{i_1^2})^2; \quad i_2^3 = i_1^2 \cdot i_4; \quad i_1 \cdot i_3 = i_1 \cdot \sqrt[3]{i_1}.$$

Принимая во внимание, что:

$$i_4 = 1; \quad i_3 = \sqrt[3]{i_1}; \quad i_2 = \sqrt[3]{i_1^2}.$$

Если передаточное число четвертой передачи равно 1, то передаточное число второй передачи выражается формулой:

$$i_2 = \sqrt[3]{i_1^2}; \quad i_3 = \sqrt[3]{i_1} \quad (93)$$

Эти соотношения выведены с предположением, что скорость движения автомобиля при переключении передач не снижается. В действительности, скорость при переключении передач в процесс разгона несколько снижается. Поэтому, в существующих коробках приведенные соотношения точно не выдержаны и высшие передачи несколько сближены, т. е.

$$\frac{i_1}{i_2} > \frac{i_2}{i_3} > \frac{i_3}{i_4} = \dots = \frac{i_n}{i_{n+1}} \quad (94)$$

При наличии синхронизатора неравенство приближается к равенству, т. к. время переключения заметно уменьшается, сближение скорости фактически отсутствует.

Аналогичным образом могут быть выбраны промежуточные передачи при большем числе ступеней. Отметим, что при конструировании коробок передач выбор зубьев шестерен с учетом условий работы

сопряженных шестерен, может вызвать некоторые отклонения от найденных передаточных чисел.

Если в трансмиссию вводят ускоряющую ступень, ее передаточное число определяют из условия достижения максимальной скорости движения.

Для этого необходимо, чтобы общее передаточное число трансмиссии с учетом главной и ускоряющей передачи обеспечило пересечение кривой суммарного сопротивления движению с кривой мощности графика мощностного баланса в точке, определяющей максимальную скорость. Передаточное число ускоряющей передачи лежит в пределах 0,70–0,82.

Передаточное число главной передачи может быть определено по величине максимальной скорости:

$$i_o = 0,377 \cdot \frac{r_k}{i_k} \cdot \frac{n_N}{V_N} \quad (95)$$

или

$$i_o = 0,377 \cdot \frac{r_k}{i_k} \cdot \frac{n_{e \max}}{V_{\max}} .$$

Передаточное число коробки передач при этом равно единице или значению с ускоряющей передачи.

Формулы для определения передаточных чисел коробки передач, выраженные через передаточное число i_1 , приведены в таблице 8.

Таблица 8 – Формулы для определения передаточных чисел коробки передач

Передача	3-х ступенчатая	4-х ступенчатая	5-ти ступенчатая
Первая	i_1	i_1	i_1
Вторая	$\sqrt{i_1}$	$\sqrt[3]{i_1^2}$	$\sqrt[4]{i_1^3}$
Третья	1	$\sqrt[3]{i_1}$	$\sqrt[4]{i_1^2}$
Четвертая	-	1,0	$\sqrt[4]{i_1}$
Пятая	-	-	1,0

Окончательное уточнение передаточных чисел, полученных в результате расчета, может быть произведено после построения и анализа графиков тяговой и динамической характеристики.

4.10. Последовательность подбора передаточных чисел коробки передач

Определение передаточных чисел коробки передач выполняется поэтапно в следующей последовательности:

- находится передаточное число первой передачи;
- по найденному значению передаточного числа первой передачи находится передаточные числа последующих передач;
- полученные аналитические значения передаточных чисел корректируются методом подбора числа зубьев для каждой шестерни коробки.

Первый этап

Передаточное число первой передачи определяется из условия:

$$\frac{\varphi \cdot G_{сц} \cdot \gamma_k \cdot r_k}{M_{e_{max}} \cdot i_o \cdot \eta_T} \geq i_1 \geq \frac{\psi \cdot G_a \cdot r_k}{M_{e_{max}} \cdot i_o \cdot \eta_T}, \quad (96)$$

где G_a – полный вес груженого автомобиля; $G_{сц}$ – вес, приходящийся на ведущие колеса груженого автомобиля; r_k – радиус колеса; γ_k – коэффициент давления колес; ψ – максимальное дорожное сопротивление; φ – коэффициент сцепления; i_o – передаточное число главной передачи; η_T – КПД трансмиссии на первой передаче; $M_{e_{max}}$ – максимальный крутящий момент двигателя.

Из двух полученных энергий i_1 , берется меньшая.

Второй этап

Передаточные числа последующих передач подбираются так, чтобы их соотношение было близко или соответствовало геометрической прогрессии:

$$\frac{i_1}{i_2} = \frac{i_2}{i_3} = \frac{i_3}{i_4} = \frac{i_4}{i_5} = const. \quad (97)$$

При соблюдении этого условия обеспечивается наиболее быстрый разгон автомобиля.

Автомобильные коробки выполняются с третьей, четвертой или пятой прямой передачей. Представляя в уравнение прогрессии значение передаточного числа конечной передачи $i_4 = I$, находятся передаточные числа промежуточных передач, выраженные через i_1 .

Для трехступенчатой коробки:

$$i_3 = 1, \quad i_2 = \sqrt{i_1}.$$

Для четырехступенчатой коробки:

$$i_4 = 1, i_3 = \sqrt[3]{i_1^2}, i_2 = \sqrt[3]{i_1}.$$

Для пятиступенчатой коробки:

$$i_5 = 1, i_4 = \sqrt[4]{i_1^3}, i_2 = \sqrt[4]{i_1}.$$

Третий этап

Найденные аналитически значения передаточных чисел не являются окончательными, хотя и близки к ним. Окончательными являются значения, выраженные через числа зубьев шестерен:

$$\begin{aligned} i_{k1} &= \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_1^6}{z_1 n}; & i_{k2} &= \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_2^6}{z_2 n}; \\ i_{k3} &= \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3^6}{z_3 n}; & i_{k1} &= \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4^6}{z_4 n}. \end{aligned} \quad (98)$$

Подбор числа зубьев начинается для шестерен первой передачи. Для ведущей шестерни принимается минимально возможное число; чем оно меньше, тем будут меньше размеры коробки. Для проекта принимается $Z_1 = 14$. Передаточное число первой передачи между парами шестерен, составляющими эту передачу, распределяется поровну, т. е.:

$$z_1 = z_{1n},$$

$$z_2 = z_{16} = 14 \sqrt[6]{i_1}.$$

Значение Z_2 целым может не получиться, тогда оно округляется до целого.

Передаточное число первой передачи после этого является окончательным и составит:

$$i_{k1} = (z_2 \div 14)^2.$$

Затем устанавливается сумма чисел зубьев шестерен:

$$\sum z = z_1 + z_2 = 14 + z_2. \quad (99)$$

Эта сумма одинакова для каждой сопряженной пары шестерен и определяется межосевым расстоянием валов коробки:

$$A = 0,5m \cdot (z_1 + z_2), \quad (100)$$

где m – модуль.

Числа зубьев шестерен второй и последующих передач находятся по уравнениям, вывод которых приводится ниже.

Для второй передачи:

$$z_{2n} = \frac{i_1' \cdot \sum Z}{i_2 + i_1'}, z_{2e} = \sum Z - z_{2n}.$$

Для третьей передачи:

$$z_{3n} = \frac{i_1' \cdot \sum Z}{i_3 + i_1'}, z_{3e} = \sum Z - z_{3n}.$$

Для четвертой передачи:

$$z_{4n} = \frac{i_1' \cdot \sum Z}{i_4 + i_1'}, z_{4e} = \sum Z - z_{4n}.$$

Величины Z_{2n} , Z_{3n} и Z_{4n} целыми не получаются и округляются до целого. Округлять целесообразно так, чтобы числа зубьев сопряженных шестерен не были кратными.

Вывод уравнений покажем на примере для второй передачи:

$$i_2 = \frac{z_2 \cdot z_{2e}}{z_1 \cdot z_{2n}} = i_1' \cdot \frac{z_{2e}}{z_{2n}} = i_1' \cdot \frac{\sum Z - z_{2n}}{z_{2n}},$$

$$i_2 = i_1' \cdot \frac{\sum Z - z_{2n}}{z_{2n}} - i_1'.$$

Отсюда:

$$i_2 + i_1' = \frac{i_1' \cdot \sum Z}{z_{2n}},$$

$$z_{2n} = \frac{i_1' \cdot \sum Z}{i_2 + i_1'}.$$

Все величины в правой части последнего выражения известны:

i_2 – передаточное число второй передачи, найденное аналитически;

$i_1' = \frac{z_2}{z_1}$; $\sum Z$ – найдены при корректировании первой передачи.

Аналогично выводятся уравнения для третьей и четвертой передач.

Эти же уравнения пригодны для коробок с меньшим числом передач. Нахождение чисел зубьев шестерен пятиступенчатой коробки и с четвертой прямой производится также по этим уравнениям. Передаточное число ускоряющей передачи меньше единицы $i_5 < 1$, а число зубьев шестерни ускоряющей передачи на вторичном валу $Z_{5b} < Z_1$.

Причем оно обычно принимается: $Z_{5b} = 12$.

Число зубьев шестерни промежуточного вала находится по выражению

$$z_{5n} = \sum z - z_{56}. \quad (101)$$

4.11. Влияние эксплуатационных факторов на тяговую динамичность автомобиля

Расчетные показатели динамичности характеризуют лишь предельные возможности автомобиля, когда созданы благоприятные сочетания условий движения. Практические величины показателей динамичности могут значительно отличаться от расчетных и экспериментальных. Причинами этого могут быть, например, изменения технического состояния и условий (движения) работы автомобиля (рисунок 30).

Длительная работа узлов вследствие изнашивания деталей, нарушения регулировок и других неисправностей приводит к ухудшению динамических свойств автомобиля. Например, ухудшение компрессии от износа поршневых колец, неправильная установка зажигания, выход из строя свечи может вызвать уменьшение мощности до 20 %.

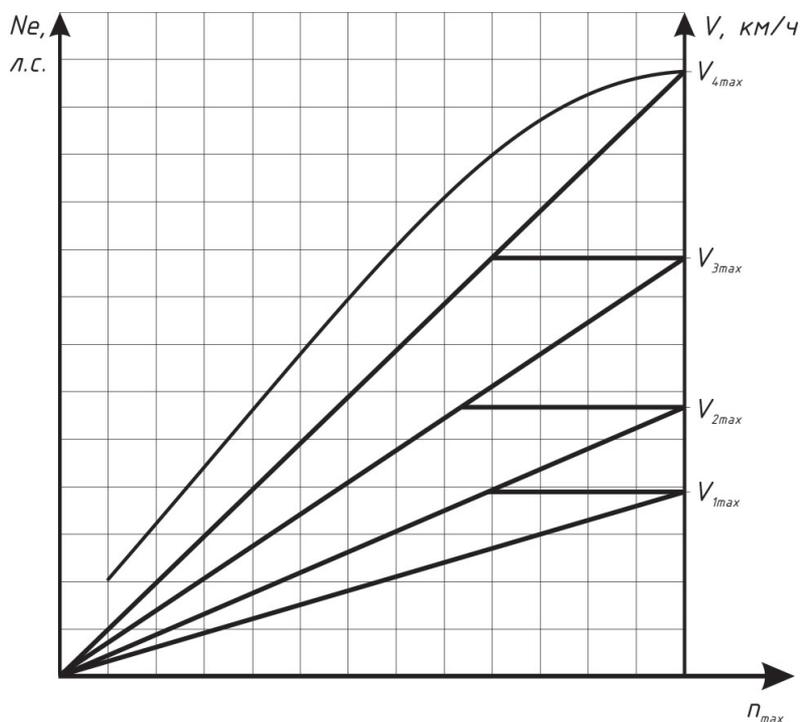


Рисунок 30 – Влияние эксплуатационных факторов на тяговую динамичность автомобиля

Чрезмерная затяжка подшипников главной передачи или ступиц колес увеличивает затраты на трение $N_{тр}$.

Таким образом, по мере увеличения срока работы автомобиля до КР резко падает V_{max} и снижается интенсивность разгона.

Применение некачественного топлива, масла и смазки. Применение низкооктанового топлива способствует возникновению детонации и N_e падает.

При длительном хранении топлива в нем образуются смолы, которые уменьшают проходное сечение трубопроводов и ухудшают смесеобразование в цилиндрах.

Применение легких видов смазочных масел зимой при температуре 10–20 °С увеличивает момент трения в картерах в несколько раз и т. д.

Тягово-динамические качества автомобиля могут изменяться и в зависимости от условий эксплуатации.

При работе автомобиля в условиях Крайнего Севера, вследствие низкой температуры ухудшаются условия смесеобразования и воспламенения, возрастает теплоотдача двигателя, износ возрастает в несколько раз, резко повышается расход топлива.

Работа автомобиля в условиях жаркого климата сопряжена с перегревом двигателя, ухудшением наполнения цилиндров из-за образования паровых пробок в системах питания, топливопроводах.

Эксплуатация автомобилей в горных условиях сопряжена со снижением тягово-экономических показателей двигателя из-за большого разрежения воздуха, ухудшением условий смесеобразования. На высоте 4 км N_e снижается на 50 %, время разгона увеличивается до 4-х раз. Кроме того, горные дороги вызывают чрезмерный износ тормозов, деталей трансмиссии, ходовой части, рулевого управления.

Интенсивность движения транспортных средств является одним из главных факторов, ограничивающих динамичность автомобиля. Исследования, проведенные в США, показали, что при ширине проезжей части 7 м, преобладании в потоке легковых автомобилей, предел интенсивности составляет $U_{max} = 1500$ авт/час, а при $U = 600$ авт/час, $V_{max} = 100$ км/час.

Если в потоке преобладают грузовые автомобили, то $U = 1000$ авт/час и обгон затруднен, скорость ограничена скоростями грузовых автомобилей.

По данным Д.П. Великанова $B_g = 0,015 V_a + B_a + 0,3$ м, связь V_a с B_g установлена для легковых B_a принимают равной 2,0 м, грузовых – 2,5 м.

В городских условиях работы динамические качества автомобилей ограничены по условиям безопасности движения. Двигатель работает с неполной нагрузкой.

Статистический анализ большого числа аварий показал, что увеличение скорости транспортного потока вызывает увеличение ДТП при обгоне. По данным США при $V_{\text{потока}} = 40$ км/ч, П ДТП = 24; $V_{\text{потока}} = 120$ км/ч, П ДТП = 65 (рисунок 31).

Как правило, маневр обгона состоит из трех фаз:

1. Отклонение обгоняющего автомобиля влево и выезд на соседнюю полосу движения.
2. Движение по левой полосе рядом с обгоняемым транспортом.
3. Возвращение в свою полосу движения впереди обгоняемого автомобиля.

Таким образом,

$$S_{\text{обг}} = S_1 + S_2 + S_3 + S_4 + S_5 = t_{\text{обг}} \cdot \frac{V_1}{3,6}, \text{ м}, \quad (102)$$

$$S_1 \approx S_2 = 2,5 + 0,025 \cdot V_2 + 0,01 \cdot V_2^2.$$

При $T = H_0 = 2-5$ сек.

$$S_3 = \frac{V_2}{3,6} \cdot t_{\text{обг}} = \frac{V_2}{V_1} \cdot S_{\text{обг}},$$

$$S_4 = \frac{V_3}{3,6} \cdot t_{\text{обг}} = \frac{V_3}{V_1} \cdot S_{\text{обг}},$$

$$S_{\text{обг}} = \frac{S_1 + S_2 + S_3 + S_4}{1 - \frac{V_2}{V_1} - \frac{V_3}{V_1}} \cdot V_1.$$

Обгоны с постоянной скоростью возможны на дорогах с шириной проезжей части более 7 м и интенсивностью движения 100–50 авт/час в обоих направлениях. При интенсивности более 200 автомобилей в час, они движутся сплошным потоком. В этих случаях быстроходный автомобиль 1, догнав впереди идущий автомобиль 2, уменьшает скорость и движется некоторое время позади него с такой же скоростью V_2 . При появлении перед обгоняемым автомобилем достаточного интервала, автомобиль 1 начинает обгон, сочетания его с интенсивным разгоном (см. рисунок 32). Величину пути и время обгона в этом случае можно определить при помощи графика.

Методика построения графика заключается в следующем: в координатах путь-время наносят кривую 00 интенсивности разгона обгоняющего

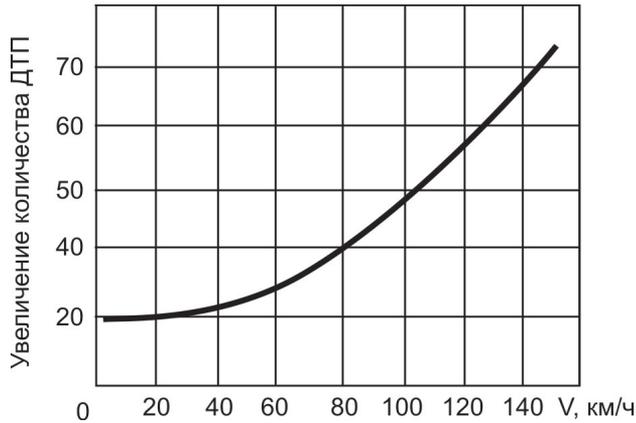


Рисунок 31 – Зависимость количества ДТП от скорости движения автомобиля

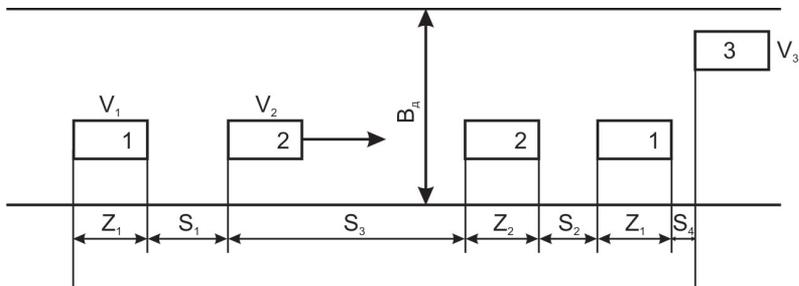


Рисунок 32 – Безопасные интервалы автомобиля:

S_1 и S_2 – интервалы безопасности движения между автомобилями 1 и 2;
 S_3 и S_4 – длина пути, пройденного обгоняемыми и встречными автомобилями;
 где $S_3 = Z_1 + Z_2$

автомобиля, полученную на основании расчетных данных для полной нагрузки двигателя. На кривых отмечают точки A_1, A_2, A_3, \dots , соответствующие значениям скорости 20, 30, 40 км/час.

От каждой из этих точек по горизонтали откладывают отрезки $(A_1 B_1) (A_2 B_2) \dots$, равные расстоянию $2S_1$, из концов отрезков проводят наклонные прямые, параллельные к касательным к 00 в соответствующих точках до пересечения в точках C_1, C_2, C_3 на кривой разгона.

Для случая обгона с учетом встречного движения нужно в точках C_1, C_2 провести наклонные прямые скорости встречного автомобиля до линии скорости начала разгона $C_3 D_3$. Разность ординат точек A и C позволяют определить время разгона.

Как показали расчеты, когда скорость обгоняемого автомобиля ВАЗ-2115 составляет $V = 40$ км/час, для равномерного обгона при отсутствии встречного движения, т. е. без выхода на полосу встречного движения,

потребуется 200 м, а при необходимости выхода автомобиля на левую сторону для безопасного обгона – не менее 320 м.

В таблице 9 приведены расстояния видимости, предусмотренные строительными нормами и правилами на проектирование.

Таблица 9 – Расстояние видимости, предусмотренное строительными нормами для различных категорий дорог

Категория	Расстояние видимости	
	поверхности дороги	встречного автомобиля
1	250	500
2	175	350
3	140	280
4	100	200
5	75	150

Чем больше скорость обгоняемого автомобиля, тем более затруднен обгон, а также увеличивается путь обгона. Высота точки зрения составляет 1,2 м, а расстояние от правой кромки – 1,5 м.

5. ТОРМОЗНАЯ ДИНАМИКА АВТОМОБИЛЯ

5.1. Тормозная сила на колесах автомобиля

Тормозные качества автомобиля существенно влияют на среднюю скорость его движения. Чем надежнее работает тормозная система, тем выше средняя скорость и транспортная работа автомобиля. Безопасность движения целиком зависит от тормозных качеств автомобиля.

Увеличение интенсивности и скорости движения автомобильного транспорта должно сопровождаться сохранением безопасности движения, в большой мере зависящей от тормозных качеств автомобиля.

Возможность интенсивного торможения позволяет повысить среднюю скорость, а, следовательно, и производительность автомобильного транспорта, не снижая безопасности движения.

Торможение представляет собой искусственно создаваемое сопротивление движению, которое в случае необходимости должно многократно превышать сопротивления, возникающие при нормальном движении автомобиля.

Тормоза автомобилей могут развивать момент, значительно превышающий момент силы сцепления шины с дорогой. Поэтому весьма часто в практике наблюдается, что при интенсивном торможении колеса автомобиля блокируются и скользят по дороге, не вращаясь.

До блокировки колеса между тормозными накладками и барабанами действует сила трения скольжения, а в зоне контакта шин с дорогой сила трения покоя.

После блокировки, наоборот, между трущимися деталями тормоза действует сила трения покоя, а в зоне контакта – сила трения скольжения. В этом случае все тепло, эквивалентное поглощаемой кинетической энергии автомобиля, выделяется в место контакта шин с дорогой, шины размягчаются, уменьшается коэффициент сцепления, падает эффективность торможения.

Исследовать движение колеса с проскальзыванием довольно трудно, так как при этом меняются кинематические связи. Поэтому при выводе расчетных формул считают, что даже при полном использовании сцепления колесо может катиться без проскальзывания и что φ при этом не меняется.

Известная мощность, затрачиваемая на разгон:

$$N_j = \frac{G_a}{g} \cdot j_a \cdot \delta \cdot \frac{V_a}{270}, \text{ л.с.}$$

и мощность поглощаемая тормозами:

$$N_{\text{тор}} = \frac{G_a}{g} \cdot j_{\text{тор}} \cdot \delta \cdot \frac{V_a}{270}, \text{ л.с.}$$

Было отмечено, что ускорения при разгоне невелики – порядка 2–2,5 м/с², на I передаче, на прямой до 0,5–1 м/с², а при торможении:

$$j_{\text{тор}} = 6 - 8 \frac{\text{М}}{\text{сек}^2}.$$

Таким образом, мощность, поглощаемая тормозами, часто превосходит мощность двигателя в 4–5 раз, а иногда и в 9–10 раз.

Для разгона легкового автомобиля $G_a = 1800$ кг до $V = 130$ км/ч с ускорением 1 м/с² необходимо 39 сек, при $N_e = 75$ л.с.

При торможении со скорости 130 км/ч, с замедлением 6 м/с² требуется 5,9 сек, тормозная мощность должна быть 250 л.с. – $Q = 260$ ккал.

Торможение автомобиля осуществляется преобразованием его кинетической энергией в тепло при трении колодкой о тормозные барабаны или при скольжении заторможенных колес по дороге.

Тормоза автомобиля создают момент трения $M_{\text{тор}}$, препятствующий вращению колеса. Возникающая при этом касательная реакция опорной поверхности с учетом момента сопротивления качению M_f и инерционного момента колеса M_{jk} определяется выражением:

$$P_{\text{тор(кол)}} = \frac{M_{\text{тор}} + M_f - M_{jk}}{r_k}. \quad (103)$$

Эта реакция направлена против движения, и является внешней тормозной силой, препятствующей поступательному перемещению колеса.

Повышение тормозного момента $M_{\text{тор}}$ сопровождается ростом касательной реакции $P_{\text{тор}}$ на колесо до тех пор, пока она не достигает максимальной силы сцепления:

$$P_{\text{тор(min)}} = \varphi \cdot z_{\text{кол}}.$$

Дальнейшее увеличение тормозной силы приводит к блокированию колеса, качение с частичным проскальзыванием превращается в полное скольжение без вращения (юз).

Величина кинетической энергии движущегося автомобиля:

$$E_k = \frac{m_a \cdot V_a^2}{2}. \quad (104)$$

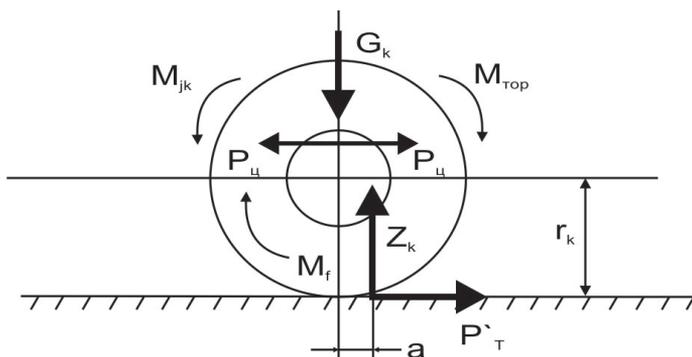


Рисунок 33 – Силы, действующие на колесо при торможении

При торможении автомобиля до полной обстановки, энергия автомобиля совершает работу A (рисунок 33).

$$E = A = P_{\text{тор}} \cdot S_{\text{тор}}. \quad (105)$$

Тогда тормозная сила выражается с учетом $E_{\text{к}} = A$.

$$P_{\text{тор}} = \frac{m_a \cdot V_a^2}{2 \cdot S_{\text{тор}}}.$$

При блокировании колес работа трения в тормозах и затраты энергии на качение превращаются в тепло, эквивалентное поглощенной механической энергии, выделяется в контакт шины с дорогой, таким образом, блокирование колес обычно не только снижает эффективность торможения, но и сопровождается интенсивным износом шин. Кроме того, увеличение продольного скольжения ухудшает поперечную устойчивость.

Однако водителю весьма трудно, в особенности в аварийных ситуациях, не доводить колесо автомобиля до юза. Поэтому, если в тормозной системе отсутствует автоматическое устройство, не допускающее блокирование колес, то максимальную касательную реакцию на каждое из них следует определить с учетом возможного уменьшения сцепления.

Современные автомобили имеют основные тормоза на всех колесах, учитывая, что при блокировании колес моменты сопротивления качению и инерционные моменты колес равны нулю, и суммарная максимальная тормозная сила автомобиля равна:

$$\sum P_{\text{тор max}} = \frac{\sum M_{\text{тор max}}}{r_k} = \sum z \varphi = \varphi \cdot G_a \cdot \cos \alpha. \quad (106)$$

Для создания такой суммарной касательной реакции необходимо, чтобы максимальные тормозные силы на передних и задних колесах были соответственно равны их силам сцепления, т. е.

$$P_{\text{тор1 max}} = z_1 \varphi = m_1 \cdot G_1 \cdot \varphi,$$

$$P_{\text{тор2 max}} = z_2 \varphi = m_2 \cdot G_2 \cdot \varphi,$$
(107)

где z_1 и z_2 – нормальные реакции на передние и задние оси автомобиля при торможении; m_1 и m_2 – коэффициенты перераспределения для передней и задней оси.

$$\sum P_{\text{тор max}} = P_{\text{тор1 max}} + P_{\text{тор2 max}}$$
(108)

Как показывают наблюдения, тормозная сила при максимальном значении коэффициента сцепления $\varphi = 0,8$ может достичь 30 % веса автомобиля. В качестве измерителя интенсивности торможения может быть принят коэффициент удельной тормозной силы.

Соотношение тормозных сил на передних и задних колесах при одинаковом коэффициенте их сцепления φ :

$$\frac{P_{\text{тор1 max}}}{P_{\text{тор2 max}}} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{m_1 \cdot G_{01}}{m_1 \cdot G_{01}}.$$
(109)

Таким образом, максимальные тормозные силы должны определяться не по распределению веса между колесами в статическом состоянии, а с учетом динамического изменения нормальных реакций в процессе торможения.

5.2. Уравнение движения автомобиля при торможении

Для исследования процесса торможения удобно использовать уравнение тягового баланса автомобиля. При этом движущей силой будет сила инерции P_j , тяговая сила равна нулю, а к силам сопротивления прибавится сила торможения:

$$P_j = P_f + P_\alpha + P_\sigma + \sum P_{\text{тор}}$$
(110)

Развернутое уравнение торможения автомобиля имеет вид:

$$G_a \cdot \frac{\delta}{g} \cdot j = f \cdot G_a \cdot \cos \alpha + G_a \cdot \sin \alpha + \frac{k \cdot F \cdot V_a^2}{13} + \varphi \cdot G_a \cdot \cos \alpha$$
(111)

Полученный удельный тормозной баланс позволяет наглядно выявить влияние различных факторов на торможение автомобиля. Для упрощения вывода рассмотрим случай торможения на горизонтальной дороге, принимая $\alpha = 0$, пренебрегая силой сопротивления воздуха, считая скорость автомобиля резко уменьшенной:

$$G_a \cdot \frac{\delta}{g} \cdot j = f \cdot G_a + \varphi \cdot G_a. \quad (112)$$

При торможении с отключенным двигателем δ учитывается только кинетическая энергия вращающихся колес, т. е. $\delta = 1,05$:

$$\frac{\delta}{g} \cdot j = f + \varphi,$$

$$j = g \cdot (f + \varphi). \quad (113)$$

Максимальная удельная тормозная сила автомобиля км/кг:

$$P_{\text{тор max}} = \frac{\sum P_{\text{тор max}}}{G_a} = \frac{G_a \cdot \varphi \cdot \cos \alpha}{G_a} \quad (114)$$

или

$$P_{\text{тор max}} = \varphi \cdot \cos \alpha.$$

На горизонтальной дороге $\alpha = 0$, удельная тормозная сила $P_{\text{тор}} = \varphi$.

Разделив обе части развернутого уравнения торможения на вес автомобиля, получим:

$$\frac{G_a}{G_a} \cdot \frac{\delta}{g} \cdot j = \frac{f \cdot G_a \cdot \cos \alpha \cdot \sin \alpha}{G_a} + \frac{k \cdot F \cdot V_a^2}{13 \cdot G_a} + \frac{\sum M_{\text{тор}}}{r_k \cdot G_a}. \quad (115)$$

Удельное сопротивление воздуха P_g/G_a при скорости 70–80 км/час составляет 2–3 % полного веса автомобиля и быстро уменьшается в процессе торможения.

В указанных условиях коэффициент сопротивления качению составляет 2 % и остается практически постоянным.

При блокировке колеса f равна 0. При торможении с блокировкой колес $\delta = 1$.

В настоящее время для повышения эффективности торможения применяют различные конструкции замедлителей-тормозов, усилителей торможения, которые на 40–50 % повышают максимальный тормозной момент.

Если суммарный тормозной момент может быть увеличен соответственно повышению нагрузки, и распределен между всеми колесами пропорционально нормальным реакциям, то удельная тормозная сила сохраняется постоянно и интенсивность торможения зависит от общего веса автомобиля.

Основными показателями торможения, кроме удельной тормозной силы, являются замедление, время и путь торможения.

5.3. Замедление автомобиля при торможении

Замедления, вызываемые при торможении автомобиля, должны быть одинаковой величины, независимо от конструкции автомобиля. Тормозной путь дает более наглядное представление об эффективности действия тормозной системы, чем величина замедления. Однако замедление является более объективным параметром, так как путь торможения зависит, кроме конструкции тормозной системы и качества дорожного покрытия, еще и от быстроты реакции водителя.

Величина замедления может быть определена из баланса сил при торможении:

$$j_a = \frac{g}{G_a \cdot \delta} (f \cdot G_a \cdot \cos \alpha + \sin \alpha \cdot G_a + \frac{k \cdot F \cdot V^2}{13} + \sum P_{\text{мор}}). \quad (116)$$

Рассматривая случай торможения, при котором удельные силы сопротивления качению и воздуха составляют всего 2–3 % и резко уменьшается удельная тормозная сила, имеем:

$$j_a = g \cdot (f + \varphi). \quad (117)$$

То есть величину замедления приближенно можно принять постоянной и зависящей только от $f + \varphi$. По величине замедления режимы торможения делят на две группы:

1. *Аварийное или экстренное торможение, соответствующее максимальной интенсивности.* Количество аварийных торможений обычно составляет 3–5 % от общего числа торможений, но в значительной мере зависит от режима движения и квалификации водителя. Замедление при аварийном торможении достигает 8–9 м/с². Такие торможения чрезвычайно неприятны для сидящих пассажиров, а для стоящих – опасны.

2. *Служебное торможение, при котором среднее замедление не превышает 40–50 % максимально возможного, т. е. 3–4 м/с².* Такие торможения в зависимости от условий движения, составляют 95–97 % от общего числа торможений.

В таблице 10 приведены значения установленных нормативов тормозного пути и замедления на ровной и твердой дороге при движении автомобиля со скоростью 30 км/час, без груза.

Характер кривых замедления автомобиля при торможении, времени и пути торможения показаны на рисунке 34.

Таблица 10 – Тормозной путь и замедление автомобиля

Автомобили	Наибольший тормозной путь, м	Наименьшее допустимое замедление, м/сек ²
Легковые автомобили	7,2	5,8
Грузовые автомобили с грузоподъемностью до 4,5 т	9,5	5,0
Автобусы с габаритной длиной до 7,5 м	11,5 ^x	
Грузовые автомобили грузоподъемностью свыше 4,5 т	11,0	4,2
Автобусы с габаритной длиной свыше 7,5 м	13,5 ^x	

x – с полной нагрузкой.

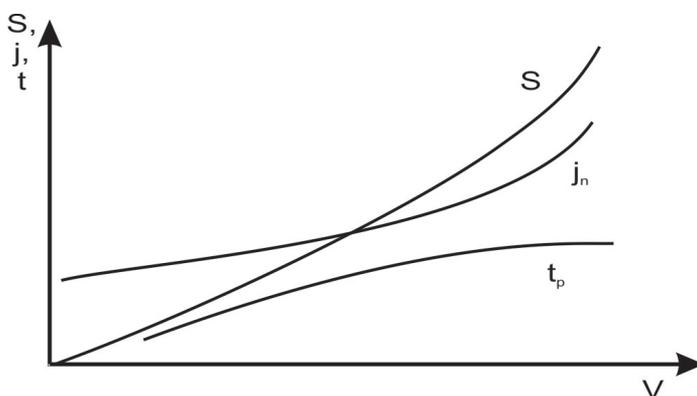


Рисунок 34 – Кривые замедления при торможении, времени и пути торможения автомобиля

При больших скоростях величина замедления больше, чем при малых, так как возрастают силы сопротивления качению и воздуху при движении автомобиля.

Нужно отметить, что резкое замедление движения вызывает неприятные физиологические ощущения у пассажиров, сопровождается интенсивным износом шин.

Опытные водители автобусов обычно тормозят перед плановыми остановками с замедлениями, не превышающими $1,6-1,8 \text{ м/с}^2$.

Отметим, что замедление автомобиля при скорости $40-50 \text{ км/час}$ в среднем составляет:

- а) в случае наката – $0,2-0,4 \text{ м/с}^2$;
- б) торможение двигателем на прямой передаче – $0,3-0,6 \text{ м/с}^2$;
- в) торможение двигателем на низких передачах – $1,2-2 \text{ м/с}^2$.

5.4. Путь, время торможения автомобиля

Наиболее важным для практики измерителем является путь торможения. Известно, что при изменении скорости движения тела изменяется и запас кинетической энергии. Причем, это изменение равно силам сопротивления движению, вызывающим изменение скорости.

$$\frac{m \cdot V_1^2}{2} - \frac{m \cdot V_2^2}{2} = (P_f \pm P_\alpha + P_\epsilon + P_{\text{мор}}) \cdot S_{\text{мор}}, \quad (118)$$

где V_1 и V_2 – скорость движения автомобиля в начале и конце торможения.

Подставляя в уравнение значение веса автомобиля, можно определить путь торможения по формуле:

$$S_{\text{мор}} = \frac{G_a}{2g} \cdot \frac{V_1^2 - V_2^2}{P_f + P_\alpha + P_\epsilon + P_{\text{мор}}}. \quad (119)$$

Из этого выражения видно, что путь торможения тем меньше, чем больше тормозная сила и сила сопротивления движению.

Рассмотрим случай торможения автомобиля на горизонтальном участке пути до его полной остановки. Учитывая кратковременность торможения по хорошей дороге $f = 0$, $P_b = 0$, $\alpha = 0$, $V_2 = 0$, путь торможения выразим так:

$$S_{\text{мор}} = \frac{V_1^2}{2g\varphi}. \quad (120)$$

Это выражение справедливо лишь в случае одновременного торможения всех колес до юза или теоретически правильном распределении тормозных сил. Из формулы следует, что наименьший путь увеличивается с увеличением начальной скорости торможения, а уменьшается с увеличением коэффициента сцепления.

На практике эксплуатационный тормозной путь может быть больше расчетного на 13–40 %, т. к. в расчетах не учитывается неисправность тормозного управления, коэффициент перераспределения в эксплуатационных условиях:

$$S_{\text{мор}} = \kappa_3 \cdot \frac{V_a^2}{2g\varphi \cdot 3,6^2} = \frac{\kappa_3 \cdot V_a^2}{254 \cdot \varphi} \quad (121)$$

Для перевода км/час в м/с² пользуются переводным коэффициентом $1/3,6^2$. κ_e – коэффициент эксплуатационной эффективности торможения, ориентировочно $\kappa_e = 1,2–1,45$.

В некоторых случаях для оценки тормозных качеств автомобиля используется время торможения. Известно, что при $j = \frac{dV}{dt}$, принимая замедление постоянным, можно определить время торможения:

$$dt = \frac{dV}{j},$$

$$t = \int_{V_1}^{V_2} \frac{dV}{j} = \frac{V_1 - V_2}{j}. \quad (122)$$

Для 2-го случая, когда конечная скорость $V_2 = 0$, т. е. торможение происходит до полной остановки автомобиля, когда $j = \varphi g$, время торможения выражается формулой:

$$t = \frac{V_1}{\varphi \cdot g}. \quad (123)$$

5.5. Действительные параметры торможения

Действительный путь и время торможения отличаются от теоретических, так как по введенным формулам определяются путь и время при торможении при полной интенсивности, т. е. после того как включен тормоз.

Экспериментальные исследования показали, что существенную долю полного времени торможения составляет подготовительный период, во время которого осуществляется включение тормоза.

Для экспериментальной оценки тормозных качеств автомобиля (при торможении проводят дорожные испытания, определяя величину пути, времени и замедления автомобиля при торможении). Для этих целей применяются – деселометры – приборы для определения пути, времени, скорости, а также пистолеты для нанесения краски на поверхность дороги.

Автомобиль испытывают с полной нагрузкой на горизонтальном прямолинейном участке дороги с твердым ровным покрытием. Давление в шинах должно быть нормальным. Износ протектора – не более 50 %.

На рисунке 35 показан образец записи скорости и замедления автомобиля в процессе его торможения. Момент возникновения препятствия обозначен линией 00.

На рисунке 35:

t_1 – определяет реакцию водителя и зависит от его квалификации, утомляемости, возраста и других субъективных особенностей

и колеблется в пределах 0,2–1,5 сек. Для практических расчетов время реакции водителя принимают равным 0,6–0,8 сек.

Δt_1 – время срабатывания тормозного привода. Устанавливают время от нажатия на тормозную педаль до момента появления тормозной силы на колесах, оно зависит от величины зазора в деталях тормозного управления, от конструкции привода:

для привода гидравлического – 0,03–0,05 сек;

пневматических приводов и автопоездов – 0,2–0,5 сек.

t_2 – время замедления с момента действия тормозов до начала постоянного максимального торможения. Для автомобилей с гидравлическим приводом тормозное время колеблется от 0,15–0,20 сек; для пневматических приводов – до 1 сек, для автопоездов – 2–2,5 сек;

t_3 – время интенсивного торможения;

t_4 – время оттормаживания следует учитывать, когда торможение ведется не до полной остановки. После прекращения торможения (педаль отпущена) замедление исчезает не сразу, так как существующие тормозные системы не позволяют мгновенно снизить давление в трубопроводах. У тормозных систем с гидроприводом оно оставляет 0,2–0,3 сек. У тормозных систем с пневмоприводом – 1,5–2,0 сек.

Таким образом, общее время торможения автомобиля до его остановки составит:

$$t_{\text{тор}} = t_1 + \Delta t_1 + t_2 + t_3$$

при $V_2 = 0$.

(124)

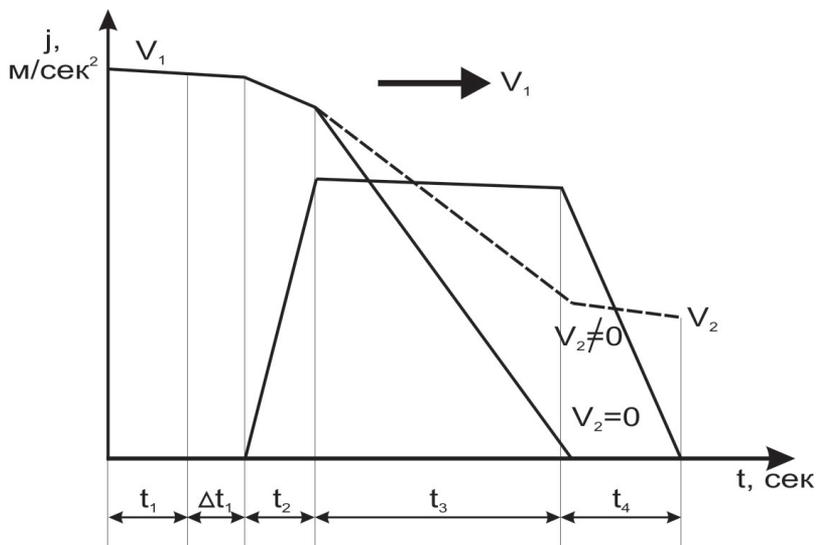


Рисунок 35 – Экспериментальная оценка тормозных качеств автомобиля

По приведенным выше формулам можно теоретически определить только время интенсивного торможения, остальные величины параметров торможения определяются экспериментально, в процессе тормозных испытаний. Общий тормозной остановочный путь определяется суммой тормозных путей на отдельный этап подготовительного и тормозного времени:

$$S_{\text{тормостановоч.}} = S_{\text{тор1}} + \Delta S_{\text{тор1}} + S_{\text{тор2}} + S_{\text{тор3}}, \quad (125)$$

где $S_{\text{тор1}}$, $\Delta S_{\text{тор1}}$, $S_{\text{тор2}}$, $S_{\text{тор3}}$ – путь, пройденный за соответствующие отрезки времени торможения. Установив значение скорости, пути торможения, можно записать:

$$S_{\text{тор1}} = \frac{V_1 \cdot t_1}{3,6},$$

$$\Delta S_{\text{тор1}} = \frac{V_1 \cdot \Delta t_1}{3,6}. \quad (126)$$

Заметим, что за время реакции водителя и время срабатывания тормозного привода скорость автомобиля не изменяется. За время t_2 скорость автомобиля уменьшается, однако время нарастания тормозной силы мало, и можно считать, что скорость автомобиля меняется несущественно, то есть:

$$S_{\text{тор2}} = \frac{V_1 \cdot t_2}{3,6}. \quad (127)$$

Из предыдущих уравнений известно, что путь эффективного торможения $S_{\text{тор3}}$ при торможении до полной остановки автомобиля определяется как:

$$S_{\text{тор3}} = \frac{V_1^2}{254 \cdot \varphi}, \quad (128)$$

то есть общий путь торможения можно выразить уравнением:

$$S_{\text{тормостановоч}} = \frac{V_1}{3,6} \cdot (t_1 + \Delta t_1 + t_2) + \frac{V_1^2}{254 \cdot \varphi}. \quad (129)$$

Экспериментальные исследования и расчеты показали, что при торможении в процессе эксплуатации за время подготовительного периода времени автомобиль проходит 50–70 % полного пути торможения.

Вопрос о действительном торможении пути при скорости движения выше 90:100 км/ч изучен еще недостаточно. Экспериментальное его исследование затруднено тем, что резкое торможение с максимальной

эффективностью действия тормозов при таких скоростях во многом опасно – может случиться занос, потеря устойчивости.

В США О.К. Норманом выведена эмпирическая формула определения пути торможения для автомобилей, имеющих скорость до и выше 100 км/ч. Результаты многократных тормозных испытаний различных типов автомобилей в реальных эксплуатационных условиях позволили установить зависимости для

грузовых автомобилей:

$$S_{\text{тор}} = 0,19 \cdot V_a + 0,0000927 \cdot V_a^2 ;$$

легковых автомобилей:

$$S_{\text{тор}} = 0,19 \cdot V_a + 0,000051 \cdot V_a^2 . \quad (130)$$

На автомобильном полигоне НАМИ сотрудниками Института транспортных проблем проведен цикл тормозных испытаний всех перспективных моделей отечественных автомобилей. Результаты испытаний позволили вывести упрощенные эмпирические формулы для определения пути торможения. Обработав результаты серии испытаний автомобилей на горизонтальном участке дороги методом математической статистики, профессор Д. Великанов предлагает следующие эмпирические формулы для основных типов автомобилей:

а) легковые (гидравлический привод тормозных систем):

$$S_{\text{тор}} = 0,060 \cdot V_a + 0,006 \cdot V_a^2 , м ; \quad (131)$$

б) грузовые (пневматический привод тормозных систем):

$$S_{\text{тор}} = 0,060 \cdot V_a + 0,0085 \cdot V_a^2 , м ;$$

в) автобусы и поезда:

$$S_{\text{тор}} = 0,14 \cdot V_a + 0,0085 \cdot V_a^2 , м .$$

Следует учесть, что при испытаниях тормозных управлений коэффициент сцепления φ принимался равным в пределах 0,8–0,85.

Согласно рекомендации Европейской экономической комиссии ООН (ЕЭК ООН), тормозной путь не должен превышать величин, определяемых по следующим формулам:

- для легковых автомобильной при начальной скорости 22,2 м/с и силе нажатия на педаль 500 Н (Ньютон) тормозной путь в м:

$$S_{\text{тор}} = \frac{V_a^2}{10} , м ;$$

- для грузовых автомобилей малой и средней грузоподъемности с гидравлическим тормозным приводом при начальной скорости 13,8 м/с и силе нажатия 700 Н:

$$S_{\text{тор}} = 0,54 \cdot V_a + 0,1 \cdot V_a^2 ;$$

- для тяжелых грузовых автомобилей и автопоездов:

$$S_{\text{тор}} = 0,65 \cdot V_a + 0,113 \cdot V_a^2 .$$

Эти нормы действительны для случая торможения с полной нагрузкой на ровной сухой горизонтальной дороге.

5.6. Распределение тормозной силы между осями

При торможении автомобиля сила инерции P_j , действуя на плечо, вызывает перераспределение нормальных нагрузок между передними и задними колесами. Нагрузка на передние колеса увеличивается, а на задние, наоборот, уменьшается. Поэтому значения нормальных реакций Z_1 и Z_2 , действующих соответственно на передние и задние колеса автомобиля во время торможения, значительно отличаются от значений нагрузок G_1 и G_2 , которые они воспринимают в статическом состоянии.

Как указывалось ранее, эти изменения оцениваются коэффициентами m_1 и m_2 изменения реакций.

Известно, что при $V_a = 0$:

$$G_1 = \frac{G_a}{z} \cdot \varrho ;$$

$$G_2 = \frac{G_a}{z} \cdot a .$$

Для возможности торможения с максимальной эффективностью необходимо, чтобы тормозной привод распределял тормозную силу по осям пропорционально приходящимся на них нагрузкам:

$$\frac{P_{\text{тор}1}}{P_{\text{тор}2}} = \frac{R_1}{R_2} = \frac{z_1}{z_2} .$$

Чтобы определить возможность соблюдения этих условий, воспользуемся схемой сил, действующих на автомобиль при его торможении, с отъединенным двигателем (рисунок 36).

Считая процесс торможения кратковременным $P_g = 0$, имея в виду, что сумма проекций сил на ось xx равна нулю, то есть $P_{xx} = 0$:

$$P_j = P_{\text{тор}1} + P_{\text{тор}2} + P_{f1} + P_{f2} .$$

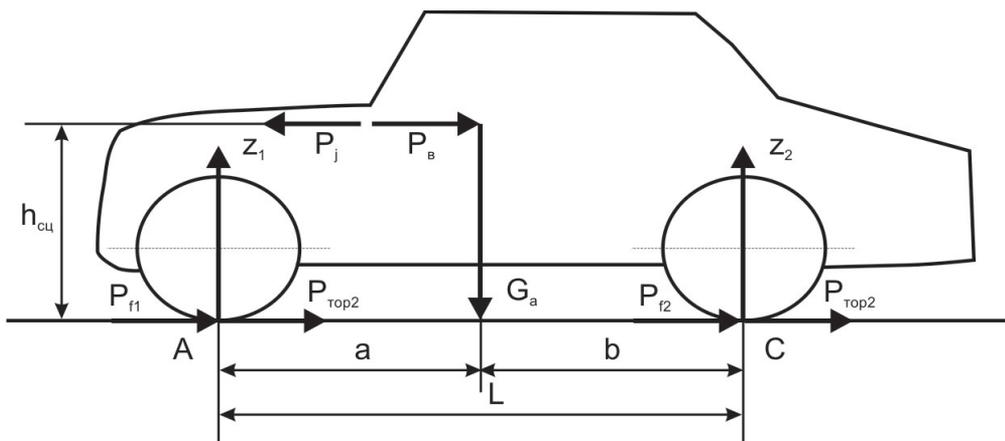


Рисунок 36 – Схема сил, действующих на автомобиль при его торможении

Отметим, что при торможении на хорошей дороге $f = 0$:

$$P_j = \sum P_{\text{тор}} ;$$

$$\sum P_{\text{тор}} \cdot h_{\text{цм}} + G_a \cdot \epsilon = z_1 \cdot L .$$

Для рассматриваемого случая $\sum P_{\text{тор}} = \varphi G_a$, тогда:

$$z_1 = \frac{G_a}{z} \cdot (\epsilon + h_{\text{цм}} \cdot \varphi) ; \quad (132)$$

$$P_j = \sum P_{\text{тор}} = \varphi \cdot G_a ;$$

$$\sum M_a = 0 ;$$

$$z_2 \cdot L + P_j \cdot h_{\text{цм}} - P_{\epsilon} \cdot h_{\text{цм}} - a \cdot G_a = 0 .$$

Силу инерции можем заменить проекциями тормозных сил с учетом предыдущих допущений:

$$z_2 \cdot L + \sum P_{\text{тор}} \cdot h_{\text{цм}} - a \cdot G_a = 0 \quad (133)$$

Учитывая известные допущения процесса торможения:

$$z_2 \cdot L = G_a \cdot (a - h_{\text{цм}} \cdot \varphi)$$

или

$$z_2 = \frac{G_a}{L} \cdot (a - h_{\text{цм}} \cdot \varphi) . \quad (134)$$

Для случая торможения автомобиля на горизонтальной дороге коэффициенты m_1 и m_2 определяются как

$$m_{T1} = \frac{z_1}{G_{01}} = \frac{G_a \cdot (\varepsilon + h_{um} \cdot \varphi)}{L} \cdot \frac{L}{G_a \cdot \varepsilon};$$

$$m_{T1} = 1 + \frac{h_{um} \cdot \varphi}{\varepsilon};$$

$$m_{T2} = \frac{z_2}{G_{02}} = \frac{G_a \cdot (a - h_{um} \cdot \varphi)}{L} \cdot \frac{L}{G_a \cdot a};$$

$$m_{T2} = 1 - \frac{h_{um} \cdot \varphi}{a}.$$

Для использования веса автомобиля с учетом изменений нормальных реакций и создания максимального возможного замедления следует определить наиболее выгодное отношение тормозных сил на передних и задних колесах. После преобразования отношение тормозных сил будет:

$$\frac{P_{мор1}}{P_{мор2}} = \frac{\varepsilon + h_{um} \cdot \varphi}{a - h_{um} \cdot \varphi}. \quad (135)$$

Для достижения максимальной эффективности торможения при сохранении управляемости и устойчивости автомобиля требуется, чтобы при любых дорожных условиях и нагрузочных условиях тормозные силы всегда были пропорциональны нормальным реакциям.

Примерный вид оптимальной характеристики автоматического регулирования тормозных сил грузового автомобиля, определенной аналитически по выведенным уравнениям, показан на рисунке 37.

Однако осуществление такой системы регулирования связано с весьма большими трудностями. Поэтому некоторые распространения получили лишь более простые устройства, ограничивающие при определенной нажатии педаль тормозной момент на одних колесах, тогда как на других колесах он может еще и увеличиваться при дальнейшем повышении давления в тормозном приводе. Такое ограничение может осуществляться с помощью механизмов, автоматически уменьшающих тормозные моменты на блокируемых колесах, для повышения безопасности движения при плохих дорожных условиях.

Антиблокировочные устройства, которые начинают появляться в автомобилях, являются наиболее радикальными средствами устранения юза колес. Они обеспечивают наибольшую эффективность тормозов (без юза) и компенсирует изменение величин φ , $G_k(Z_k)$, обеспечивая соблюдение условия $M_{мор} \leq M_{си}$ в течение всего процесса торможения.

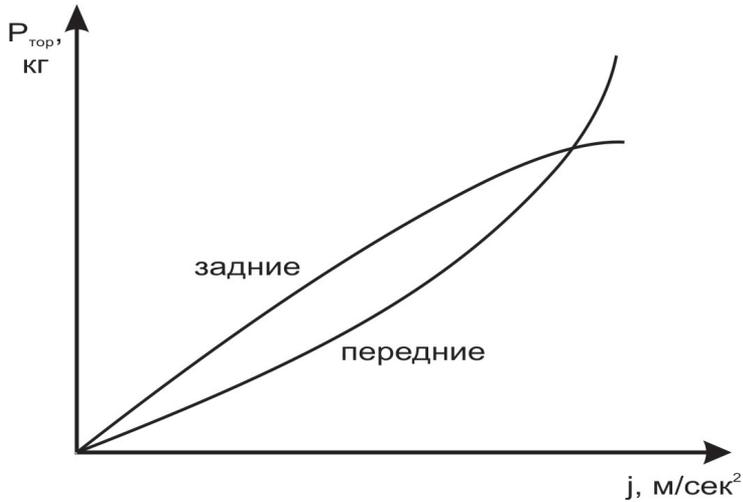


Рисунок 37 – Влияние тормозных сил на колеса автомобиля

В настоящее время ведутся теоретические и экспериментальные исследования влияния автоблокировочных устройств на процесс торможения автомобиля.

Разделитель привода тормозов вводят в тормозную систему автомобилей с гидравлическим приводом в целях обеспечения надежности работы тормозов, который служит для автоматического отключения неисправного участка тормозов.

Колесные тормоза автомобиля являются мощным средством торможения. Однако, вследствие сильного нагрева при торможении длительность их эффективной работы невелика. На отдельных конструкциях автомобилей для длительного торможения на затяжных спусках устанавливают специальные устройства – замедлители.

5.7. Влияние веса автомобиля на путь торможения

Многие испытания показали зависимость пути торможения от веса автомобиля, чего не учитывают приведенные выше формулы. Это объясняется тем, что при выводе формул предполагалось торможение на границе появления скольжения всех колес с полным использованием сцепления их с дорогой. В эксплуатационных условиях это предположение, как правило, не удовлетворяется. Наиболее выгодное распределение реакций может соответствовать какому-то одному случаю движения. Поэтому, на практике в большинстве случаев процесс торможения проводится при неполном использовании веса автомобиля G_a .

Принимая процесс торможения по Геслеру, происходящий при качении колес при их частичном скольжении, можно привести следующие теоретические исследования.

Кинетическая энергия движущегося автомобиля при качении и частичном скольжении колес затрачивается на преодоление работы в тормозных механизмах и работы трения покрышек о дорогу. Рассмотрим бесконечно малый промежуток времени d_v/d_t процесса торможения. Можем принять, что изменение кинетической энергии равно сумме работ тормозной силы, вызванный трением колодок о барабаны P_{mp} и силы $P_{ск}$ трения покрышек о дорогу за тот же промежуток времени, то есть:

$$\frac{G_a}{g} \cdot V_a \cdot \frac{dV}{dt} = P_{mp} \cdot \frac{dS'}{dt} + P_{ск} \cdot \frac{dS''}{dt}, \quad (136)$$

где P_{mp} – сила торможения, вызываемая трением колодок о барабан; $P_{ск}$ – сила торможения, вызываемая трением покрышек о дорогу; S' – путь, проходимый автомобилем при качении колес; S'' – путь, проходимый автомобилем при скольжении колес; V_a – начальная скорость в торможении.

Вводим в уравнение окружную скорость катящегося колеса:

$$V_{окр} = \frac{dS'}{dt}$$

и скорость скольжения колеса:

$$V_{ск} = \frac{dS''}{dt}.$$

Заменяя

$$\frac{dV}{dt} = j_a,$$

имеем:

$$\frac{G_a}{g} \cdot V_a \cdot j = P_{mp} \cdot V_{окр} + P_{ск} \cdot V_{ск}. \quad (137)$$

Принимая окружную скорость колеса $V_{окр} = \lambda \cdot V_a$, зная, что $V_a = V_{окр} + V_{ск}$, следовательно, $V_{ск} = V_a \cdot (1 - \lambda)$, получим:

$$\frac{G_a}{g} \cdot V_a \cdot j = P_{mp} \cdot V_a \cdot \lambda + P_{ск} \cdot V_a \cdot (1 - \lambda), \quad (138)$$

где λ – коэффициент пропорциональности изменения $V_{ск}$ и $V_{окр}$, изменяющийся от 0 до 1 или от 1 до 0 от качения до полного скольжения.

При торможении автомобиля его кинетическая энергия затрачивается на работу, силы торможения на всем тормозном пути:

$$P_j = P_{mp} \cdot \lambda + P_{ск} \cdot (1 - \lambda). \quad (139)$$

Кинетическая энергия при торможении совершает работу:

$$E_k = P_j \cdot S_{мор},$$

с другой стороны,

$$E_k = \frac{m \cdot V_a^2}{2} = \frac{G_a}{g} \cdot \frac{V_a^2}{2}.$$

Таким образом, подставляя значение

$$E_k = \frac{m \cdot V_a^2}{2} \quad \text{и} \quad P_j \cdot S_{мор}, \quad \text{получим:}$$

$$S_{мор} = \frac{G_a \cdot V_a^2}{2g [P_{mp} \cdot \lambda + P_{ск} \cdot (1 - \lambda)]},$$

где P_{mp} – сила торможения, созданная в результате трения тормозных колодок о барабан. Эта сила от распределения нормальных реакций по тормозящим колесам и на практике редко используется полностью.

Сила $P_{ск}$ равна произведению сцепного веса автомобиля на коэффициент сцепления. Для автомобиля со всеми тормозящими колесами $P_{ск} = \varphi G_a$.

Тогда

$$S_{мор} = \frac{G_a \cdot V_a^2}{2g [P_{mp} \cdot \lambda + \lambda \cdot G_a \cdot (1 - \lambda)]} \quad (140)$$

Отсюда видно, что вес автомобиля влияет на путь $S_{мор}$. При торможении без скольжения $\lambda = 1$. При блокировке колес $\lambda = 0$.

На практике этот коэффициент изменяется в пределах от 1 до 0,8. Дальнейшее уменьшение этого коэффициента приводит к полной блокировке колес. Для получения наименьшего пути торможения надо вести автомобиль с такой интенсивностью, при которой вес колес автомобиля близок к блокировке, то есть $\lambda = 0,88-1,0$.

Испытания по определению эффективности рабочей тормозной системы разделяют на три этапа:

- испытания ноль (при нагретых тормозных механизмах);
- испытания I (при нагретых тормозных механизмах). Здесь во время предварительных испытаний нагревают тормозные механизмы;

- испытания II – при движении на затяжных спусках, после предварительного испытания на нагрев, механизмы тормозного управления проверяются на длительное торможение всей системы.

В связи с тем, что величина полного веса автотранспортных средств оказывает большое влияние на его тормозную динамику, в условиях эксплуатации для проверки эффективного действия рабочей тормозной системы применяют в качестве показателя максимально допустимый тормозной путь и наименьшее замедление. По действующему ГОСТ 37.001 016–70 автотранспортные средства можно классифицировать по категориям и подкатегориям в зависимости от типа и полного веса.

В категорию входят автотранспортные средства, предназначенные для перевозки пассажиров, она включает подкатегории:

- M_1 – легковые автомобили, имеющие не более 8 мест для сидения, кроме места водителя, а также созданные на базе легковых автомобилей модификации: пикапы, универсалы и др.
- M_2 – автобусы, имеющие более 8 мест для сидения, кроме места водителя, с полным весом до 5 т;
- M_3 – то же, с полным весом свыше 5 т;
- В категорию N входят автотранспортные средства для перевозки грузов (грузовые автомобили, автопоезда, автомобили-тягачи), она включает подкатеорию N_1 – автотранспортные средства с полным весом до 3,5 т;
- N_2 – автотранспортные средства с полным весом свыше 3,5 т и до 12 т;
- N_3 – то же, с полным весом свыше 12 т.

Согласно ОСТ 37.001.016–70 программное значение тормозного пути рассчитывается по следующим формулам:

для подкатегорий M_1 и M_2 :

$$S_{\text{тор}} \leq 0,1 \cdot V_a + \frac{V_a^2}{182}.$$

Для подкатегорий M_3 :

$$S_{\text{тор}} \leq 0,15 \cdot V_a + \frac{V_a^2}{156}.$$

Для одиночных автотранспортных средств категории N_1 :

$$S_{\text{тор}} \leq 0,15 \cdot V_a + \frac{V_a^2}{143}.$$

Для автопоездов категории N_2 :

$$S_{\text{тор}} \leq 0,18 \cdot V_a + \frac{V_a^2}{143}.$$

5.8. Влияние эксплуатационных факторов на тормозную динамичность автомобиля

Неудовлетворительное техническое состояние тормозных механизмов и приводов являются самой распространённой причиной автомобильно-дорожных происшествий, возникающих из-за технических неисправностей подвижного состава. По данным статистики, из общего числа автомобильных аварий со смертельным исходом около 15–20 % являются следствием неисправности тормозов.

Работа тормозов сопровождается износом поверхностей фрикционных накладок и тормозных барабанов. Износ трущихся поверхностей приводит к увеличению зазора между накладками и барабанами и необходимости систематической регулировки тормозов.

Влияние увеличения зазоров на эффективность работы тормозов исследованы НИИАТом. В качестве примера приведем результаты испытаний автомобилей при наличной скорости $V_a = 30$ км/час.

Для увлечения ϕ применяют поверхностную обработку покрытия, заключающуюся в разливе на дороге вяжущего материала (жидкого битума), рассыпание с укаткой щебня из камней твердой породы.

Условия движения автомобиля с точки зрения безопасности оказывают решающее влияние на тормозную динамичность. Велико значение тормозной динамичности при движении автомобиля на неосвещённой дороге в ночное время, на горных дорогах с ограниченной видимостью, во время снегопада, тумана и др. факторов, влияющих на видимость и обзорность. Чем больше скорость автомобиля, тем меньше расстояние, на котором водитель распознает препятствие на проезжей части и сознает необходимость торможения.

Как показывает статистика, большинство наездов в городах совершается в темное время суток. Поэтому в США специальным институтом безопасности движения создаются специальные приспособления – ярлыки, светоотражатели на шлемах, куртках школьников, велосипедистов на подошвах пешеходов и т. д.

Колебание автомобиля и светового пятна резко ухудшает видимость. Кроме того, при большой скорости в поле зрения водителя постоянно находятся большие участки дороги, которые он должен рассмотреть за малый промежуток времени.

По имеющимся данным зависимость расстояния видимости от скорости автомобиля, можно считать линейной:

$$S_{вид} = S_{осв} - \mu_s \cdot V_a, \quad (142)$$

где $S_{осв}$ – расстояние, на которое фары автомобиля освещают дорогу; μ_a – эмпирический коэффициент, величина которого находится в пределах 0,2–0,5, т. е. увеличение скорости на 10 км/час сокращает расстояние видимости на 2–5 м.

Для соблюдения безопасности расстояние видимости должно быть равным остановочному пути автомобиля, в случае необходимости автомобиль должен быть остановлен на расстоянии:

$$S_{вид} = S_{осв};$$

$$S_{осв} - \mu_B \cdot V_a = \frac{V_a \cdot \sum t}{3,6} + \frac{V_a^2}{26j}.$$

На рисунке 38 показано графическое решение уравнения. Наклонные прямые – левая часть уравнения. Параболические кривые – правая часть уравнения. При этом исходными данными были приняты:

$\sum t = 1,2$ сек, $j_{yd} = 5,8$ м/сек²; кривая 1 – для легковых автомобилей:

$\sum t = 1,2$ сек, $j_{yd} = 4,0$ м/сек²; кривая 2 – для грузовых автомобилей и автобусов.

Согласно действующим нормам расстояние освещенности должно быть равно 100 м при дальнем свете, 30 м – при ближнем свете. Точки пересечения кривых и прямых определяют некоторую искомую безопасную скорость, которая при движении с дальним светом составляет

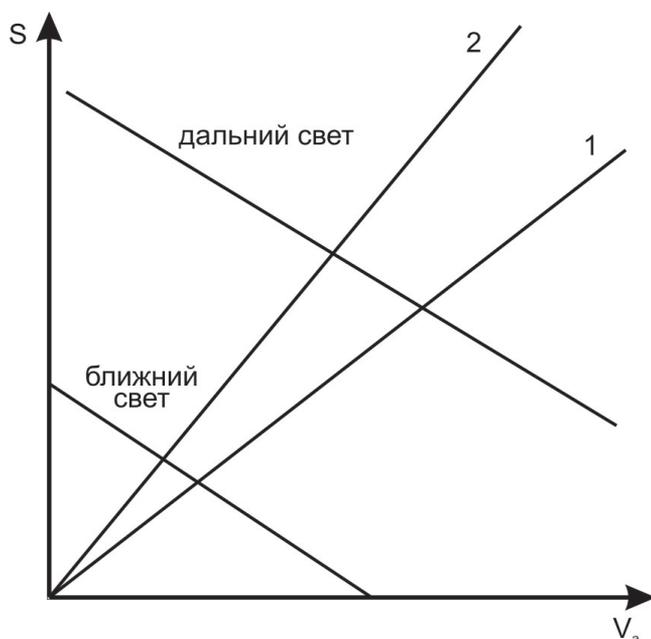


Рисунок 38 – Зависимость расстояния видимости от скорости автомобиля

68–75 км/час, а при движении с ближним светом – 25–30 км/час для рассматриваемого случая движения.

$$S_{осв} - 100 \text{ м (дальний свет);}$$

$$S_{осв} - 30 \text{ м (ближний свет).}$$

5.9. Автотехническая экспертиза ДТП

Автотехнической экспертизой называют научно-техническое исследование ДТП специалистами автомобильного транспорта. К ДТП относятся происшествия, возникшие при движении автомобиля по улицам или дорогам и вызвавшие травмы или смерть людей, повреждения транспортных средств, искусственных сооружений, или причинившие какой-либо другой материальный ущерб.

Автотехническая экспертиза проводится для выдачи обоснованной научно-технической характеристики всех фаз ДТП, установления объективной причины его возникновения, выяснения поведения его отдельных участников.

Автотехнический эксперт устанавливает технические причины происшествий, для чего выясняет наличие неисправностей у автомобиля, участников ДТП, определяет скорость движения, величину тормозного и остановочного пути.

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

Рассмотрим один из наиболее распространенных видов ДТП – наезд автомобиля на пешехода. При экспертном исследовании таких происшествий обычно возникает вопрос о величине тормозного пути в момент, предшествовавший торможению, и о том, имел ли водитель возможность использовать экстренное торможение для избежания наезда на пешехода.

На линии расследования ДТП фиксируют все обстоятельства инцидента: обломки, состояние шин, дороги, отметки.

Допущения: а) пешеход двигался равномерно под углом 90° к оси дороги.

В ходе экспертизы проверяют время движения пешехода на отрезке $S_n - t_n$ с временем наезда t_H (время от момента столкновения до остановки автомобиля).

$$t_H \rightarrow S.$$

Скорость автомобиля в момент наезда вычисляют:

$$V_H = \sqrt{2S_H \cdot j_{3\max}}.$$

Если время движения пешехода по проезжей части

$$t_n = \frac{S_n}{v_n}$$

будет меньше или равно времени движения автомобиля до поезда, то:

$$t_H = t_1 + \Delta t_1 + 0,5t_2 + \frac{V_1 - V_H}{j_{3\max}},$$

т. е. соблюдено условие своевременности торможения.

Если это условие не выполнено, то есть $t_H \leq t_n$, то водитель действовал с запозданием, и автомобиль успел переместиться из положения I в положение II. Чтобы установить, мог бы водитель избежать наезд на пешехода, определяют время запаздывания:

$$t_{зан} = V \cdot l = t_n - t_H,$$

$$S_{зан} = V \cdot t_{зан}.$$

За это время автомобиль, двигаясь с начальной скоростью, переместился на расстояние:

$$S_{зан} = V_a \cdot t_{зан}.$$

Таким образом, расстояние между пешеходом и передней частью автомобиля в момент начала движения пешехода составит:

$$S = S_{ост} + S_{зан} - e - S_H.$$

Обычно считают, что в рассматриваемом случае, когда $V_n = \text{const}$, ДТП возможно, когда скорость автомобиля колеблется между двумя безопасными пределами.

Результаты автотехнической экспертизы используются в качестве доказательства, наряду с другими материалами, судебными и следственными органами: I-я безопасная скорость:

$$t_H > t_n;$$

2-я безопасная скорость:

$$S_{ост} < S_n.$$

Пример расчета параметров тормозной динамики автомобиля

Определить путь и время торможения, а также замедление легкового автомобиля ГАЗ-24 «Волга» при торможении с отсоединенным двигателем со скоростью $V_1 = 20$ м/с до остановки на сухой горизонтальной дороге с бетонным покрытием ($\varphi = 0,6$), если коэффициент $K_3 = 1,2$; $t_1 = 0,8$ сек; $\Delta t_1 = 0,2$ сек; $t_2 = 0,5$ сек:

а) тормозной путь:

$$S_{\text{тор}} = \frac{K_3 \cdot V_a^2}{2 \cdot \varphi \cdot g} = \frac{1,2 \cdot 20^2}{2 \cdot 0,6 \cdot 9,81} \approx 40,7 \text{ м};$$

б) остановочное время:

$$t_{\text{ост}} = t_1 + \Delta t_1 + t_2 \cdot \frac{1}{2} + \frac{K \cdot V}{\varphi \cdot g} = 0,8 + 0,2 + \frac{0,5}{2} + \frac{1,2 \cdot 20}{0,6 \cdot 9,81} \approx 5,3 \text{ сек};$$

в) замедление автомобиля:

$$j_3 = \frac{\varphi \cdot g}{K_3 \cdot \delta} = \frac{0,6 \cdot 9,81}{1,2 \cdot 1,0} \approx 4,9 \frac{\text{м}}{\text{сек}^2};$$

г) остановочный путь:

$$\begin{aligned} S_{\text{ост}} &= t_1 \cdot V_1 + \Delta t_1 \cdot V_1 + \frac{t_2 \cdot V_2}{2} + S_{\text{тор}} = \\ &= 0,8 \cdot 20 + 0,2 \cdot 20 + \frac{0,5}{2} \cdot 20 + 40,7 = 65,7 \text{ м}. \end{aligned}$$

5.10. Безопасные скорости движения автомобиля

Один из наиболее распространенных видов автомобильных ДТП – наезд автомобиля на пешехода. Рассмотрим условие сохранения безопасности в этом случае, считая для простоты, что пешеход и автомобиль движутся по одной полосе относительно пути движения пешехода.

Безопасность будет обеспечена в следующих случаях:

- а) если автомобиль остановится до линии следования пешехода $П$;
- б) если автомобиль пересечет линию следования пешехода раньше, чем пешеход пройдет расстояние A_n ;
- в) если пешеход пересечет линию полосы движения раньше автомобиля.

Для предотвращения наезда экстренным торможением необходимо, чтобы $S_{\text{ост}} \leq S_{\text{вид}}$. При торможении с максимальной эффективностью, остановочный путь определяется как:

$$S_{\text{ост}} \approx S_{\text{вид}},$$

$$S_{\text{ост}} = \frac{Va}{3,6} \cdot (t_1 + \Delta t_1 + t_2) + \frac{V_a^2}{2 \cdot 3,6^2 \cdot j_{\text{max}}},$$

$$S_{\text{ост}} = \frac{V_a}{3,6} \cdot \sum t + \frac{V_a^2}{2 \cdot 3,6^2 \cdot j_{\text{max}}}. \quad (143)$$

Решая уравнение относительно V_a , находим максимально возможную скорость, при которой безопасность движения может быть обеспечена экстренной остановкой:

$$V_a^2 + 7,2 \cdot j_{\max} \cdot t \cdot \sum V_a - 2,6 \cdot S_{\text{вид}} \cdot j_{\max} . \quad (144)$$

Решая уравнение относительно V , определим значение первой безопасной скорости, при которой аварийное торможение обеспечивает предотвращение наезда, $V_{\text{б1}}$:

$$V_{\text{б1}} = 3,6 \cdot (-j_{\max} \cdot t_{\Sigma} + \sqrt{t_{\Sigma}^2 \cdot j_{\max}^2 + 2S_{\text{вид}} \cdot j_{\max}}) .$$

Двигаясь со скоростью большей, чем $V_{\text{б1}}$, автомобиль не сможет остановиться на расстоянии $S_{\text{вид}}$. Для того чтобы автомобиль успел миновать пешехода, он должен пройти расстояние, равное $S_{\text{вид}} + L$ за время t_n , необходимое пешеходу для преодоления расстояния a_n . Минимальное значение скорости (вторая безопасная скорость $V_{\text{б2}}$) найдем, приравняв значение времени движения автомобиля и пешехода:

$$\frac{S_{\text{вид}} + L}{V_{\text{б2}}} \cdot 3,6 \leq \frac{a_n}{V_n} \cdot 3,6 ,$$

$$V_{\text{б2}} \geq \frac{S_{\text{вид}} + L}{a_n} \cdot V_n .$$

При небольших расстояниях a_n (городские условия и населенные пункты) вторая безопасная скорость достигает значительных величин, и очевидно, что такому способу обеспечения безопасности движения она естественно не удовлетворяет.

В третьем рассматриваемом случае движения необходимо, чтобы пешеход успел пройти расстояние $a_n + B_a$ раньше, чем автомобиль пройдет расстояние S .

Время движения пешехода в этом случае составит:

$$t_n = \frac{a_n + B_a}{V_n} \cdot 3,6 ;$$

$$t_n < t_a ;$$

$$\frac{a_n + B_a}{V_n} < \frac{S_e}{V_b} ,$$

$$V_{\text{б3}} \leq \frac{S_e}{a_n + B_a} \cdot V_n .$$

Время преодоления автомобилем расстояния S с определенным замедлением j_3 :

$$t_a = t_\Sigma + \frac{V_a - V_k}{3,6 \cdot j_3};$$

$$t_a = \frac{S_e}{Y_A}.$$

Если водитель не тормозит, то автомобиль проходит все расстояние равномерно, и третья безопасная скорость будет:

$$V_{\sigma 3} = \frac{S_e}{t_n} \cdot 3,6 \quad \text{или} \quad V_{\sigma 3} = \frac{S_e}{a_n + B_a}.$$

Результаты расчетов по исходным данным приведены на рисунке 39. Кривая 1 $V_{\sigma 3}$ – третья безопасная скорость при равномерном движении автомобиля.

Зона А характеризует скорость, двигаясь с которой автомобиль пропустит пешехода, не задев его.

Область Б, ограниченная снизу кривой 2 – второй безопасной скоростью, характеризует скорость, двигаясь с которой, автомобиль проедет мимо пешехода, не задев его.

Кривая 2 характеризует третью безопасную скорость при условии торможения с максимальным замедлением ($V_k \neq 0$) для пропускания П.

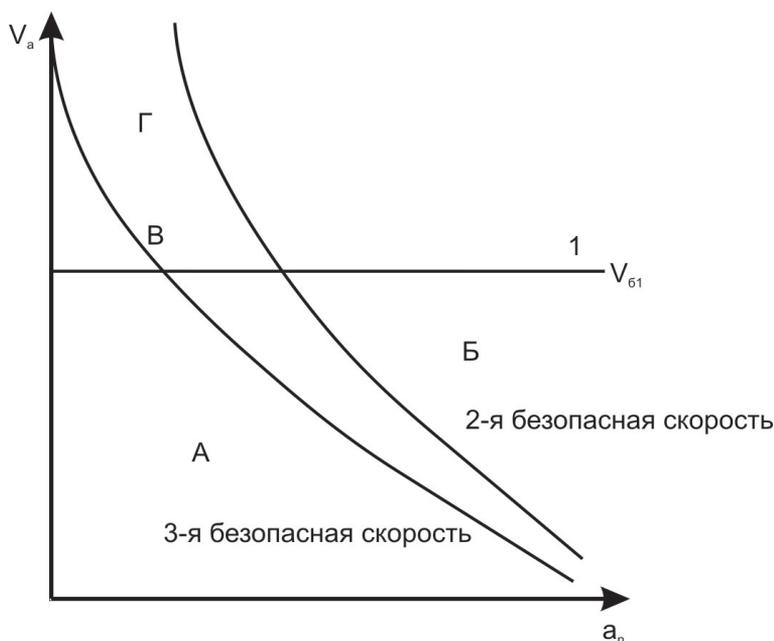


Рисунок 39 – График безопасных скоростей автомобиля

При некотором значении V кривая 2 сливается с линией 3, соответствующей первой безопасной скорости.

Таким образом, зона В показывает, что при торможении можно сохранить БД, пропустив пешехода.

Зона между кривыми 4 и 1 показывает, что при V_a^{-const} невозможно обеспечить БД.

Зона Г характеризует такие условия, при которых водитель не имеет в своём распоряжении средств для предотвращения происшествия, вследствие чего наезд неизбежен. Например, при $V_n \neq \text{const}$, $a_n = 4_M$:

1 – безопасная скорость = 50 км/час,

2 – безопасная скорость = 60 км/час,

3 – безопасная скорость = 36 км/час,

$V = 55$ км/час – наезд неизбежен при отмеченных допущениях.

Отметим, что график безопасности движения характеризует лишь технические возможности автомобиля, а не нелогичное поведение водителя (рисунок 39).

6. УСТОЙЧИВОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

Автомобиль должен устойчиво сохранять направление движения, не отклоняясь от него под действием случайных сил, противостоять опрокидыванию и скольжению шин по дороге.

На первых этапах при конструировании автомобиля конструкторы стремились обеспечить, главным образом, его удовлетворительные прочностные и динамические качества. В дальнейшем, по мере повышения скорости автомобилей и роста автомобильного парка, большое значение приобрела безопасность движения, вследствие чего первоочередной задачей стало улучшение их устойчивости и управляемости. Потеря устойчивости автомобиля выражается в опрокидывании при скольжении.

Устойчивостью автомобиля называется его способность противостоять опрокидыванию относительно площадок контакта колес и заносу.

Потеря устойчивости автомобиля возможна в продольном и поперечном направлениях. В первом случае автомобиль может опрокидываться вокруг контакта колес передней или задней оси.

Во втором случае – через колесо с правой или левой стороны. Потеря устойчивости может происходить также при скольжении одной из осей вбок. Весьма редким в практике случаем является одновременное скольжение обеих осей вбок.

Устойчивость автомобиля имеет большое значение, так как от нее зависит безопасность движения.

6.1. Продольная устойчивость автомобиля

Продольная устойчивость автомобиля характеризуется его способностью противостоять опрокидыванию вокруг площади контактов колес передней или задней оси. Опрокидывание автомобиля в продольной плоскости возможно при движении автомобиля на подъеме. Практически она возможна, если автомобиль идет на крутом подъеме с тяжелым прицепом.

Отметим, что “опрокидыванием” считается тот момент, когда передние или задние пары колес теряют контакты с дорогой, т. е. отрываются от земли.

Наиболее вероятна потеря продольной устойчивости у автопоезда. Рассмотрим движение автомобиля с прицепом на подъеме. Будем считать

потерей устойчивости уменьшение нормальной реакции колес передней оси до нуля: $R_1 = 0$.

Составим уравнение моментов относительно площади контактов задних колес, учитывая возможную потерю устойчивости передней оси автомобиля:

$$\Sigma_B^M = 0.$$

Со стороны прицепа на автомобиль действует горизонтальная составляющая веса прицепа через прицепную тягу. Вертикальная составляющая веса прицепа $G_{np} \cos \alpha$ действует только на прицеп, создавая силу сопротивления качению.

Уравнение моментов:

$$R_1 \cdot Z + P_b \cdot h_{ym} + P_j \cdot h_{ym} + G_a \cdot \sin \alpha \cdot h_{ym} + G_{np} \cdot \sin \alpha \cdot h_{np} - G_a \cos \alpha \cdot \epsilon = 0.$$

Следует заметить, что потеря устойчивости возможна при преодолении подъема на 1-й передаче, когда составляющая веса $G_a \cos \alpha$ резко повышается. Уравнение моментов можно привести к виду:

$$R_1 Z + (P_b + P_j + G_a \sin \alpha) \cdot h_{ym} + G_{np} \cdot \sin \alpha \cdot h_{np} = G_a \cos \alpha \cdot \epsilon.$$

При движении на максимальный подъем скорость автомобиля очень мала, поэтому можно пренебречь силой сопротивления воздуха. Наиболее интересным является преодоление подъема с установившейся скоростью ($j_a = 0$), т. к. разгон автомобиля на максимальном подъеме обычно исключен, а замедление лишь повысит продольную устойчивость. При этих условиях уравнение моментов можно переписать в виде:

$$G_a \cdot \cos \alpha \cdot \epsilon = G_a \sin \alpha \cdot h_{ym} + G_{np} \cdot \sin \alpha \cdot h_{np}.$$

Для того чтобы опрокидывание автомобиля не наступало, нужно соблюдать условие:

$$G_a \cos \alpha \cdot \epsilon > G_a \sin \alpha \cdot h_{ym} + G_{np} \cdot \sin \alpha \cdot h_{np}. \quad (145)$$

Разделив обе части уравнения на $G_a \cos \alpha$, имеем:

$$\epsilon > h_{ym} \cdot \operatorname{tg} \alpha + h_{np} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \frac{G_{np}}{G_a}$$

или

$$\operatorname{tg} \alpha_{\max} \leq \frac{\epsilon}{h_{ym} + G_{np} / G_a - h_{np}}. \quad (146)$$

Это выражение позволяет определить максимальную величину подъема, который автомобиль с прицепом может преодолеть при установившейся скорости движения без опрокидывания.

При движении по хорошей дороге с установившейся скоростью без прицепа, величина подъема увеличится и станет равной:

$$tg\alpha_{\max} = \frac{e}{h_{\text{цм}}} . \quad (147)$$

Отношение $K_{\alpha} = e/h_{\text{цм}}$ называют коэффициентом продольной устойчивости автомобиля.

Опрокидывание современных автомобилей обычных конструкций вокруг передней или задней оси маловероятно, так как высота расположения центра тяжести обычно есть величина относительно небольшая.

Из формул (147) и (148) следует, что устойчивость автомобиля против опрокидывания в продольной плоскости зависит от расположения его центра тяжести, определяемого расстояниями $h_{\text{цм}}$, e .

Однако не все автомобили по своим тяговым качествам или сцеплению колес с дорогой могут въехать на предельный по опрокидыванию подъем. В большинстве случаев до начала опрокидывания наступает буксование колес на подъеме из-за недостаточного сцепления колес с дорогой.

Поэтому при проектировании автомобиля необходимо установить, чем же ограничивается максимальный угол подъема – опрокидыванием, буксованием или недостатком тяговой силы.

Для современных автомобилей с низко расположенным центром тяжести возможно буксование ведущих колес, вызывающее сползание автомобиля. Например, в процессе динамического преодоления крутого подъема большой длины, автомобиль может израсходовать запас кинетической энергии еще до конца подъема, и сумма сил сопротивления окажется больше силы сцепления.

Определим максимальное тяговое усилие, допускаемое движением на подъем без буксования ведущих колес. Составим уравнение суммы проекций сил на ось ХХ для одиночного автомобиля:

$$\begin{aligned} \Sigma P_{xx} &= 0; \\ \cdot P_{T_{\max}} - G_a \sin \alpha - P_j - P_e - P_{f1} - P_{f2} - P_{f1_{np}} - P_{f2_{np}} &= 0 . \end{aligned} \quad (148)$$

С учетом ранее отмеченных допущений:

$$P_{T_{\max}} = G_a \cdot \sin \alpha . \quad (149)$$

Из уравнения сцепления колес с дорогой максимальная тяговая сила на ведущих колес определяется как

$$P_{T \max} = \varphi \cdot R_2 .$$

Таким образом, для рассматриваемого случая можем составить следующее уравнение:

$$\varphi \cdot R_2 = G_a \cdot \sin \alpha . \quad (150)$$

Величина реакции R_2 , приходящаяся на задние колеса при движении автомобиля на максимальный подъем, была ранее определена составлением уравнения моментов относительно передних колес автомобиля:

$$R_2 Z - G_a \cdot \sin \alpha \cdot h_{\text{цм}} - G_a \cdot \cos \alpha \cdot a = 0 ;$$

$$R_2 = \frac{G_a (a \cdot \cos \alpha + h_{\text{цм}} \sin \alpha)}{Z} .$$

Подставляя значения реакции R_2 , имеем:

$$\varphi = \frac{G_a \cdot (a \cdot \cos \alpha + h_{\text{цм}} \sin \alpha)}{Z} = G_a \cdot \sin \alpha .$$

или

$$a \cdot \varphi \cdot \cos \alpha + \varphi \cdot h_{\text{цм}} \cdot \sin \alpha = Z \cdot \sin \alpha . \quad (151)$$

Разделив обе части уравнения на $\cos \alpha$, получим:

$$a \cdot \varphi + \varphi \cdot h_{\text{цм}} \cdot \text{tg} \alpha = Z \cdot \text{tg} \alpha ,$$

откуда:

$$\text{tg} \alpha_{\text{букс макс}} = \frac{\varphi \cdot a}{Z - \varphi \cdot h_{\text{цм}}} . \quad (152)$$

Таким образом, величина критического угла буксования в большой степени зависит от коэффициента сцепления.

Если

$$\text{tg} \alpha_{\text{букс}} \leq \text{tg} \alpha_{\text{опр}} , \text{ т. е. } \frac{\varphi \cdot a}{Z - \varphi \cdot h_{\text{цм}}} < \frac{v}{h_{\text{цм}}} ,$$

то максимальный угол подъема будет ограничиваться буксованием ведущих колес.

Весьма важным является анализ свойств автомобилей повышенной проходимости, которые способны преодолевать большие подъемы и имеют высокое расположение центра тяжести. Для автомобилей типа 4×4 или 6×6 максимальная допустимая по условиям сцепления с дорогой тяговая сила будет равна:

$$P_{T \max} = \varphi \cdot (R_1 + R_2) = \varphi \cdot G_a \cos \alpha .$$

Рассматривая сумму проекций сил на ось X с учетом допущений: $j = 0, P_g = 0, f = 0$, имеем: $\Sigma P_{.xx} = 0$ или $P_{T \max} = G_a \sin \alpha$.

Таким образом, $G_a \cdot \sin \alpha = \varphi \cdot G_a \cos \alpha$. Разделив обе части уравнения на $\cos \alpha$, имеем:

$$\operatorname{tg} \alpha_{\text{букс}} = \varphi.$$

Для того чтобы буксование автомобиля со всеми ведущими колесами началось до его опрокидывания, необходимо соблюдать условие:

$$\operatorname{tg} \alpha_{\text{букс}} < \operatorname{tg} \alpha_{\text{опр}},$$

$$\varphi \leq \frac{\delta}{h_{\text{цм}}}.$$

Большинство современных автомобилей проектируется так, чтобы максимальный подъем всегда ограничивался буксованием ведущих колес, а не опрокидыванием. Однако для автомобилей повышенной проходимости, у которых высота расположения центра тяжести высока, а шины снабжены грунтозацепами, предельные углы буксования и опрокидывания близки друг к другу. При перевозке длинномерных грузов без применения прицепа возможна также потеря устойчивости в продольном направлении. Для одноосных прицепов характерно смещение центра тяжести всего состава назад, что сближается с началом опрокидывания.

Рассмотрим возможность потери продольной устойчивости автомобиля при его движении на горизонтальном участке дороги на высокой скорости из-за действия силы сопротивления воздуха. При достижении максимальной скорости движения ускорение автомобиля равно нулю. Сила сопротивления воздуха при этом достигает максимального значения и является опрокидывающей силой. Для определения значения скорости движения, при которой сила сопротивления воздуха приводит к потере устойчивости автомобиля относительно задней оси, составим уравнение моментов относительно точки В:

$$\Sigma M_g = 0,$$

$$R_1 Z + P_g \cdot h_{\text{цм}} - G_a \cdot \delta = 0,$$

$$R_1 = G_a \cdot \frac{\delta}{Z} - P_g \cdot \frac{h_{\text{цм}}}{Z}.$$

В момент начала потери продольной устойчивости реакции $R_1 = 0$, критическая скорость, при которой наступает потеря продольной устойчивости, определяется из уравнения:

$$G_a \cdot \epsilon = \frac{K \cdot F \cdot V_a^2}{I_3} \cdot h_{\text{цм}} \cdot \quad (153)$$

Окончательно уравнение перепишем в виде:

$$V_{\text{кр}}^2 = \frac{3,6^2 \cdot G_a \cdot \epsilon}{K \cdot F \cdot h_{\text{цм}}};$$

$$V_{\text{кр}} = 3,6 \cdot \sqrt{\frac{G_a \cdot \epsilon}{K \cdot F \cdot h_{\text{цм}}}},$$

где $\frac{\epsilon}{h_{\text{цм}}}$ – есть $K\alpha$.

Приведенные рассуждения имеют практическое значение лишь для гоночных и спортивных автомобилей.

Поэтому при создании гоночных машин конструкторы придают особую форму передней части кузова, которая позволяет использовать силу сопротивления воздуха для дополнительного нагревания передней оси.

6.2. Поперечная устойчивость автомобиля

Поперечная устойчивость автомобиля характеризуется его способностью к опрокидыванию, скольжению относительно левых или правых колес.

Показателями поперечной устойчивости автомобиля являются: максимально возможная скорость движения по кругу и угол поперечного уклона дороги (косогор). Оба показателя могут быть определены из условий, как поперечного скольжения колес (заноса), так и опрокидывания (рисунок 40). Таким образом, имеется четыре показателя поперечной устойчивости:

$\beta_{\text{опр}}$ – максимальный (критический) угол косогора, соответствующий началу опрокидывания автомобиля;

$\beta_{\text{ск}}$ – максимальный (критический) угол косогора, соответствующий началу поперечного скольжения колес;

$V_{\text{опр}}$ – максимальная (критическая) скорость движения по кругу, соответствующая началу опрокидывания автомобиля;

$V_{\text{ск}}$ – максимальная (критическая) скорость движения по кругу, соответствующая заносу автомобиля;

Z – сумма нормальных реакций на левых колесах;

Z' – сумма нормальных реакций на правых колесах;

Y и Y'' – боковые реакции соответственно на левые и правые колеса.

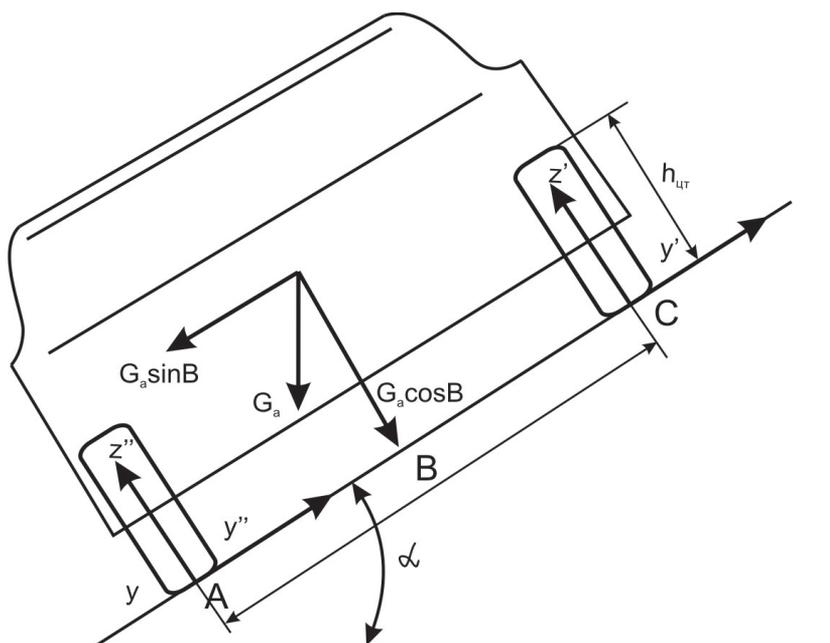


Рисунок 40 – Поперечная устойчивость автомобиля

Более вероятным в процессе движения автомобиля является случай потери поперечной устойчивости вследствие действия боковых сил, центробежной силы, поперечной составляющей веса автомобиля, бокового ветра, ударов о неровности дороги.

При прямолинейном движении автомобиля по дороге с поперечным уклоном, опрокидывающая сила равна поперечной составляющей веса $G_a \sin \beta$.

Для экспериментального определения критического угла косогора автомобиль устанавливают на платформе, одну из сторон поднимают талыми или домкратами. По достижению предельного состояния (начала или скольжения) измеряют угол наклона платформы при помощи угломерных инструментов.

Из условия равновесия автомобиля относительно оси, проходящей через точки опоры левых колес, получим: $\sum M_A = 0$.

$$Z'' \cdot B - G_a \cdot \cos \beta \frac{B}{2} + G_a \cdot \sin \beta \cdot h_{цт} = 0. \quad (154)$$

В момент начала опрокидывания нормальные реакции на правые колеса автомобиля становятся равными нулю: $Z'' = 0$, и тогда:

$$\cos \beta \frac{B}{2} = \sin \beta \cdot h_{цт}. \quad (155)$$

Разделив обе части на уравнение на $\cos\beta$, имеем:

$$\operatorname{tg} \beta_{\text{оп}} = \frac{B}{2h_{\text{цт}}}. \quad (156)$$

Отношение $\frac{B}{2h_{\text{цт}}} = K_{\beta}$ называется коэффициентом боковой устойчивости автомобиля против опрокидывания. Он может быть легко вычислен, поэтому получил некоторое распространение в качестве показателя устойчивости. Однако коэффициент K_{β} не учитывает бокового крена кузова, поэтому величина угла $\operatorname{tg} \beta$ получается завышенной по сравнению с величинами, наблюдаемыми в действительности.

Примерные значения коэффициента боковой устойчивости автомобиля приведены в таблице 11.

Таблица 11 – Значение коэффициента боковой устойчивости автомобиля

Автомобили	K_{β}	β в град.
Легковые	0,9–1,2	45–50°
Грузовые	0,55–0,80	29–40°
Автобусы	0,50–0,65	27–33°

До опрокидывания может начаться скольжение всего автомобиля. При этом опрокидывающая сила $G_a \sin \beta$ вызывает скольжение, а противодействует ей сила сцепления колес с дорогой. Если предположить, что колеса передней и задней осей автомобиля находятся в равных по сцеплению с дорогой условиях и что боковые реакции y' и y'' распределяются по осям, так же как и составляющие силы веса, то из условия равновесия: суммы проекций сил на ось yy :

$$y' + y'' = G_a \cdot \sin \beta. \quad (157)$$

Величины боковых реакций y' и y'' зависят от коэффициента сцепления и вертикальной к дороге составляющей веса автомобиля:

$$y' + y'' = \varphi \cdot G_a \cdot \cos \beta. \quad (158)$$

Для того чтобы скольжение колес автомобиля начиналось раньше, чем опрокидывание, нужно соблюдать следующие условия:

$$G_a \sin \beta \geq \varphi \cdot G_a \cos \beta. \quad (159)$$

Разделив обе части уравнения на $\cos\beta$, имеем:

$$\operatorname{tg} \beta_{\text{ск}} \geq \varphi.$$

Когда $\operatorname{tg}\beta_{\text{опр}} < \operatorname{tg}\beta_{\text{ск}}$, т. е. $\varphi < \frac{B}{2h_{\text{цт}}}$, скольжение колес начинается

раньше, чем наступает опрокидывание.

Опрокидывание без предварительного бокового скольжения у современных автомобилей с широкой колеей, с низким расположением центра тяжести бывает чрезвычайно редко. В большинстве случаев раньше наступает скольжение колес.

6.3. Устойчивость автомобиля на повороте

Потеря боковой устойчивости чаще всего возможна при движении автомобиля на повороте с большой скоростью. Величина радиуса также влияет на момент начала опрокидывания, скольжения.

При экспериментальном определении критической скорости автомобиль движется на горизонтальной площадке по кругу определенного радиуса (20–25 м), постепенно увеличивая скорость. В процессе движения внутренние колеса по отношению к центру поворота под действием центробежной силы разгружаются, а внешние нагружаются. Чтобы предотвратить опрокидывание испытуемого автомобиля, на нем сбоку прикрепляют дополнительные колеса на расстоянии 10–15 см от поверхности дороги. Заметив начало скольжения или опрокидывания, контролер при помощи приборов точно определяет скорость движения.

При движении автомобиля на повороте опрокидывающей является центробежная сила (рисунок 41). Опрокидывание начнется в тот момент, когда нормальная реакция Z'' , действующая на внутренние колеса, будет равна нулю. Из условия равновесия автомобиля получим:

$$Z'' \cdot B + P_{\text{ц}} h_{\text{цт}} - G_a \cdot \frac{B}{2} = 0. \quad (160)$$

Приравнивая реакцию нулю, подставляя внесение центробежной силы, получим:

$$P_{\text{ц}} h_{\text{цт}} = G_a \cdot \frac{B}{2}. \quad (161)$$

Следовательно,

$$\frac{G_a V_a^2}{gR} \cdot h_{\text{цт}} = G_a \cdot \frac{B}{2},$$

$$\frac{V_a^2}{gR} = \frac{B}{2h_{\text{цт}}}. \quad (162)$$

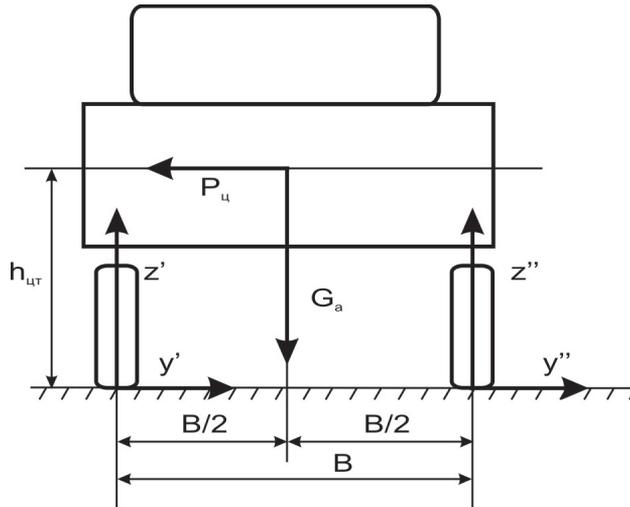


Рисунок 41 – Силы, действующие на автомобиль на повороте

Таким образом, поперечная устойчивость автомобиля при повороте зависит от коэффициента поперечной устойчивости, от радиуса поворота и от скорости движения.

Если коэффициент сцепления колес φ с дорогой невелик, то наступает скольжение при условии $\sum P_{yy} = 0$:

$$y' + y'' = P_{\psi},$$

$$y' + y'' = \varphi \cdot G_a.$$

Подставляя значение центробежной силы, имеем:

$$\frac{G_a \cdot V_a^2}{g \cdot R} = \varphi \cdot G_a,$$

откуда

$$\varphi = \frac{V_a^2}{gR}. \quad (163)$$

Для того чтобы скольжение осей автомобиля началось раньше опрокидывания, необходимо:

$$\frac{V_{ck}^2}{gR} < \frac{V_{cnp}^2}{gR} \text{ или } \varphi < \frac{B}{2h_{цт}}. \quad (164)$$

Экспериментальные исследования показывают, что при повороте автомобиля с ростом поперечной силы P_{ψ} , боковые реакции на внутреннем и наружном колесах y' и y'' увеличиваются и изменяются пропорционально соответствующим нормальным реакциям.

6.4. Поперечная устойчивость автомобиля на вираже

Весьма важным и имеющим большое практическое значение, является случай движения автомобиля при повороте на вираже, то есть на дороге с поперечным уклоном (рисунок 42). Для создания необходимой безопасности движения на дорогах с малым радиусом поворота устраивают односкатный поперечный профиль-вираж. На вираже поперечная часть и обочины имеют поперечный уклон к центру кривой и обеспечивают повышение устойчивости.

Поперечный уклон виража увеличивают при уменьшении радиуса кривой. Следует отметить, что наличие виражей на дорогах с большим радиусом поворота положительно влияет на психологию водителей и делает вождение по кривым более уверенным. В связи с этим, в ряде государств вираж рассматривают как обязательный элемент всех закруглений дороги.

Опрокидывающей силой в этом случае будет $P_y \cos \beta$, соответствующий центробежной силе. Составим уравнение моментов относительно оси, проходящей через точки опоры верхних колес:

$$P_y \cos \beta \cdot h_{цт} - P_y \sin \beta \cdot \frac{B}{2} - G_a \cos \beta \cdot \frac{B}{2} - G_a \sin \beta \cdot h_{цт} + Z'' B = 0. \quad (165)$$

Имеется в виду, что в момент начала потери устойчивости нормальная реакция дороги Z'' равна нулю, и, подставляя значение центробежной силы в уравнение, можем записать:

$$\begin{aligned} \frac{G_a V_{a^2}}{gR} \cos \beta \cdot h_{цт} - \frac{G_a V_{a^2}}{gR} \sin \beta \cdot \frac{B}{2} - \\ - G_n \cos \beta \cdot \frac{B}{2} - G_2 \sin \beta \cdot h_{цт} = 0 \end{aligned} \quad (166)$$

или

$$\frac{V_{a^2}}{gR} \cdot (\cos \beta \cdot h_{цт} - \sin \beta \cdot \frac{B}{2}) = h_{цт} \sin \beta + \frac{B}{2} \cdot \cos \beta.$$

Разделив обе части уравнения на $\cos \beta$, приведем выражение к виду:

$$\begin{aligned} \frac{V_{a^2}}{gR} \cdot (h_{цт} - \operatorname{tg} \beta \cdot \frac{B}{2}) = h_{цт} \cdot \operatorname{tg} \beta + \frac{B}{2}; \\ \frac{V_{a^2}}{gR} = \frac{h_{цт} \cdot \operatorname{tg} \beta + \frac{B}{2}}{h_{цт} - \operatorname{tg} \beta \cdot \frac{B}{2}}. \end{aligned} \quad (167)$$

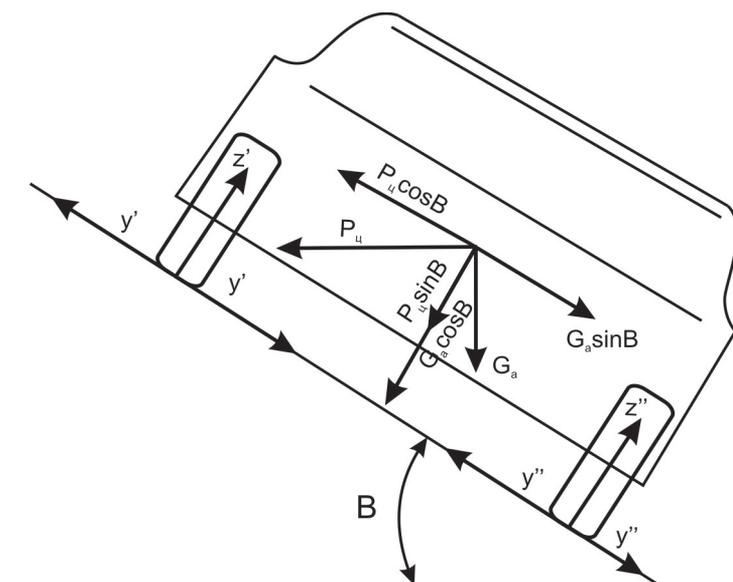


Рисунок 42 – Поперечная устойчивость на вираже

Предельная скорость автомобиля на повороте с заданными величинами радиуса и угла виража, при которой еще не происходит бокового опрокидывания, определится по выражению:

$$V_{оп} = \sqrt{gR \cdot \frac{h_{цт} \cdot \operatorname{tg} \beta + \frac{B}{2}}{h_{цт} - \operatorname{tg} \beta \cdot \frac{B}{2}}}$$

Если поперечный уклон отсутствует, то предельная скорость равна:

$$V_{оп} = \sqrt{gR \cdot \frac{B}{2h_{цт}}}$$

Из полученных уравнений видно, что если выбирать соответствующие углы виража, то скорость движения может быть произвольно велика или равна нулю, то есть

$$h_{цт} - \operatorname{tg} \beta \cdot \frac{B}{2} = 0$$

или

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{2h_{цт}}{B},$$

в этом случае опрокидывания не случится при любой скорости. Если радиус поворота и скорость движения автомобиля постоянна, то можно

определить минимальный угол виража, при котором еще не происходит бокового опрокидывания:

$$\operatorname{tg}\beta \cdot \left(h_{\text{цт}} + \frac{V_{a^2}}{gR} \cdot \frac{B}{2} \right) = \frac{V_{a^2}}{gR} \cdot h_{\text{цт}} - \frac{B}{2}.$$

Откуда

$$\operatorname{tg}\beta_{\text{min}_{\text{оп}}} = \frac{\frac{V_{a^2}}{gR} \cdot h_{\text{цт}} - \frac{B}{2}}{h_{\text{цт}} + \frac{V_{a^2}}{gR} \cdot \frac{B}{2}}. \quad (168)$$

Величина поперечных уклонов виражей для дорог, проходящих в районах с небольшой продолжительностью снежного покрова, приняты в практике строительства автодорог, приведены в таблице 12.

В районах с частыми и продолжительными гололедицами, величина поперечного уклона не должна превышать 0,04, независимо от радиуса поворота, так как на скользкой дороге автомобили, движущиеся с малой скоростью, могут оползти (скользнуть) вниз по крутому склону виража.

Увеличение поперечной силы при движении по дороге с малыми радиусами поворотов, заставляет ограничивать величину минимальных радиусов при проектировании и строительстве дорог. Приняты следующие нормы (таблица 13).

Таблица 12 – Поперечные уклоны виража
в зависимости от радиуса кривой поворота

Радиус кривой, км	Поперечный уклон виража
Менее 0,60	0,10
0,60–0,65	0,06–0,05
0,65–0,70	0,05–0,04
0,70–1,0	0,04–0,08
1,0–2,0	0,08–0,02

Таблица 13 – Минимальный радиус кривой поворота
в зависимости от категории уклона

Категория уклона	1	2	3	4	5
Минимальный радиус поворота, м	1000	600	400	250	125

Сопоставление условий движения без бокового скольжения или опрокидывания, позволяет установить, какое из этих нарушений поперечной устойчивости более вероятно.

Автомобиль начнет скользить вбок, когда величина горизонтальных к дороге составляющих боковых сил будет больше сил сцепления:

$$y' + y' = \varphi(G_a \cdot \cos \beta + P_y \cdot \sin \beta). \quad (169)$$

С другой стороны, сумма боковых реакций дороги может быть определена из суммы проекций сил на ось y :

$$y' + y' = P_y \cdot \cos \beta - G_a \cdot \sin \beta. \quad (170)$$

Подставляя значение центробежной силы, получим:

$$\varphi \cdot (G_a \cdot \cos \beta + \frac{G_a \cdot V_a^2}{gR} \cdot \sin \beta) = \frac{G_a \cdot V_a^2}{gR} \cdot \cos \beta - G_a \sin \beta \quad (171)$$

или

$$\varphi \cdot \cos \beta + \sin \beta = \frac{V_a^2}{gR} \cdot (\cos \beta - \varphi \cdot \sin \beta).$$

Разделив обе части полученного уравнения на $\cos \beta$, имеем:

$$\varphi + \operatorname{tg} \beta = \frac{V_a^2}{gR} (1 - \varphi \cdot \operatorname{tg} \beta). \quad (172)$$

Скорость, при которой возможно скольжение колес вбок из-за недостаточного сцепления, определяется из выражения:

$$\frac{V_a^2}{gR} = \frac{\varphi + \operatorname{tg} \beta}{1 - \varphi \cdot \operatorname{tg} \beta}. \quad (173)$$

Выведенное уравнение свидетельствует, что при увеличении угла виража допустимая скорость по скольжению вбок также увеличивается.

Таким образом, при $I = \varphi \operatorname{tg} \beta$ скольжения вбок не будет, и скорость автомобиля может быть произвольно велика.

Сравнивая отношения $\frac{V_{a \text{ омп}}}{gR}$ и $\frac{V_{ck}}{gR}$, можно определить, что наступит раньше, опрокидывание или скольжение. Ввиду того, что занос не столь опасен как опрокидывание, и в некоторой мере предохраняет от него, предельные скорости в обоих случаях потерь устойчивости должны удовлетворять требованию:

$$\frac{V_{a^2 ck}}{gR} < \frac{V_{a \text{ омп}}}{gR};$$

$$\frac{\varphi + \operatorname{tg} \beta}{1 - \varphi \cdot \operatorname{tg} \beta} < \frac{h_{цт} \cdot \operatorname{tg} \beta + \frac{B}{2}}{h_{цт} - \operatorname{tg} \beta \frac{B}{2}}. \quad (174)$$

6.5. Поперечная устойчивость автомобиля по скольжению одной из осей

Боковое скольжение автомобиля в результате действия поперечной и боковой силы называется заносом.

Рассматривая поперечную устойчивость автомобиля, мы предполагаем, что при заносе обе оси скользят в поперечном направлении одновременно. Такое явление в практике наблюдается редко. Гораздо чаще начинают скользить колеса одной из осей – передней или задней.

Поэтому рассмотрим устойчивость не всего автомобиля, а одной из осей. Известно, что ведущая ось автомобиля более подвержена боковому скольжению, так как через нее на колеса передается крутящий момент, что существенно снижает сцепление колеса с дорогой в поперечном направлении. На рисунке 43 показано автомобильное колесо, нагруженное вертикальной G_{κ} и боковой P_{σ} силами, а также моментом M_{κ} , вызывающим окружную силу P_T .

В площади контакта колеса с дорогой возникает реакция дороги от приложенных сил:

- от окружной силы – касательная тяговая сила;
- от боковой силы – реакция y ;
- от вертикальной силы – реакция Z_{κ} .

Для того чтобы колесо не скользило, необходимо, чтобы сила сцепления колеса с дорогой была больше геометрической суммы поперечной и касательной реакции дороги: $P_{cy} > R$:

$$P_{cy} = \varphi \cdot Z \geq R ;$$

$$\varphi \cdot Z \geq \sqrt{x^2 + y^2} . \quad (175)$$

Это условие позволяет определить максимально возможную по условию скольжения величину боковой реакции:

$$\varphi^2 \cdot Z^2 \geq x^2 + y^2 . \quad (176)$$

Другими словами, должно быть соблюдено условие:

$$y^2 \leq Z^2 \cdot \varphi^2 - x^2 ,$$

$$y < \sqrt{Z^2 \varphi^2 - x^2} . \quad (177)$$

Таким образом поперечная сила, которую можно приложить к колесу, не вызывая его скольжения, тем больше, чем больше сила сцепления и чем меньше касательная реакция дороги. Колесо, нагруженное тяговой

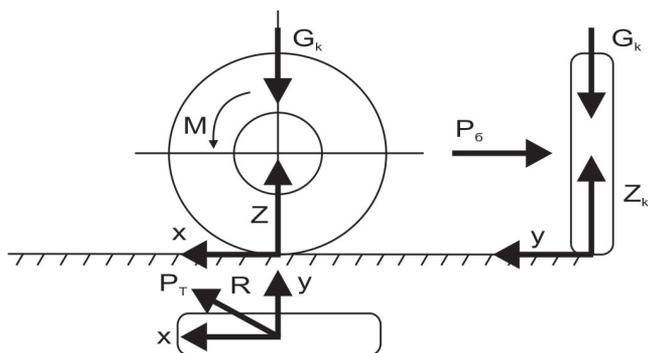


Рисунок 43 – Силы, возникающие в плоскости контакта колеса с дорогой

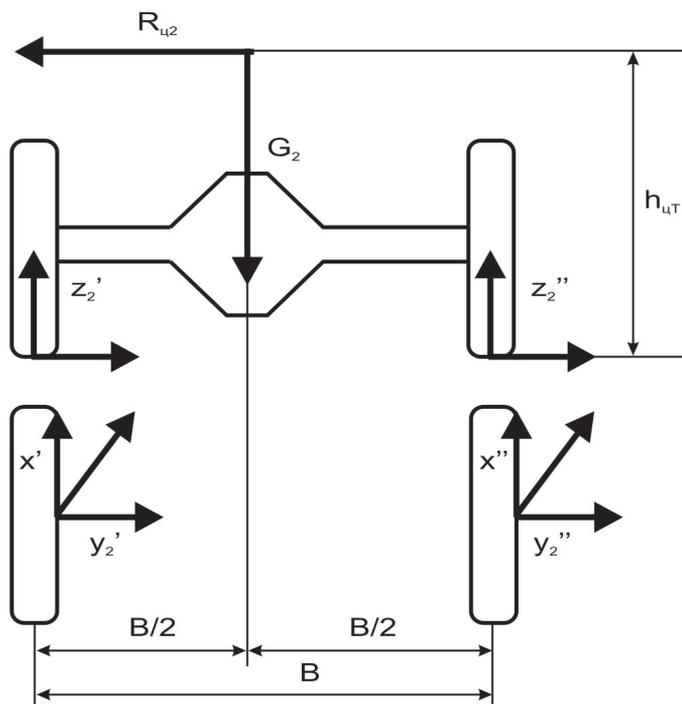


Рисунок 44 – Силы, влияющие на поперечную устойчивость автомобиля

или тормозной силой, хуже противостоит заносу, чем ведомое колесо (рисунок 44).

Скольжение колеса начинается в тот момент, когда боковая реакция $У$ достигает величины $\sqrt{\varphi^2 \cdot Z^2 - x^2}$.

Из неравенства видно, что устойчивость колеса в очень большой степени зависит от величины тяговой силы или тормозной силы. В том случае, когда она достигает своего максимума φZ , то для того, чтобы вызывать скольжение, достаточно как угодно малой боковой силы.

Для ведомого колеса касательная реакция x' равна силе сопротивления качению fZ_K . Согласно предыдущему выражению:

$$y \leq Z\sqrt{\varphi^2 - f^2} \quad (178)$$

наиболее вероятен занос задней оси автомобиля, на колеса которого при разгоне и преодолении больших сопротивлений действует касательная реакция, в десятки раз большая, чем на переднюю ось. При торможении же автомобиля сила сцепления задних колес уменьшается вследствие перераспределения нагрузки, что также способствует их заносу.

Рассмотрим условия бокового скольжения оси автомобиля. На ось приходится часть G_a полного веса автомобиля и часть полной центробежной силы $P_{ц2}$, действующей на автомобиль. Кроме того, через ось передается тяговая сила P_m .

В результате действия этих сил, в точках опоры колес с дорогой возникают реакции: от тяговой силы x_2' и x_2'' ; от боковой силы y_2' и y_2'' и от вертикальной силы Z_2' и Z_2'' . Внутренние и внешние оси находятся не в одинаковых условиях. Из-за центробежной силы по колесам перераспределяются нормальные реакции, а из-за дифференциала – реакции окружных сил.

Из условия равновесия моментов всех сил относительно оси, переходящей через точки опоры внешнего колеса, имеем: $\sum M_a = 0$. Из действия центробежной силы нормальные реакции неравны. Определим реакции Z_2' и Z_2'' .

$$P_{ц2} \cdot h_{цг} + Z_2'' \cdot B - G_2 \cdot \frac{B}{2} = 0,$$

$$Z_2'' = G_2 \cdot \frac{B}{2B} - P_{ц2} \cdot \frac{h_{цг}}{B},$$

$$Z_2'' = G_2 \cdot \frac{1}{2} - \frac{P_{ц2} \cdot h_{цг}}{B}.$$

Имея в виду, что

$$G_2 = G_a \cdot \frac{6}{L},$$

$$P_{ц2} = P_{ц} \cdot \frac{6}{L}.$$

Уравнение можно переписать в виде:

$$Z_2'' = \frac{B}{L} \cdot \left(0,5 \cdot G_a - P_{ц} \cdot \frac{h_{цг}}{B} \right).$$

Представляя значение $P_{ц} = \frac{mV^2}{R}$, имеем:

$$Z''_2 = \frac{\delta}{L} \cdot \left(\frac{G_a}{2} - \frac{G_a V_a^2}{gR} \cdot \frac{h_{цт}}{\delta} \right),$$

$$Z''_2 = G_a \cdot \frac{\delta}{L} \cdot \left(0,5 - \frac{V_a^2}{gR} \cdot \frac{h_{цт}}{\delta} \right).$$

Уравнение моментов относительно точки контакта внутреннего колеса позволит определить реакцию Z_2' :

$$Z'_2 \cdot B - G_2 \cdot \frac{B}{2} - P_{ц_2} \cdot h_{цт} = 0,$$

$$Z'_2 \cdot \delta - \frac{G_2}{2} + P_{ц_2} \cdot \frac{h_{цт}}{B} = 0. \quad (179)$$

Уравнение реакции Z_2' внутреннего колеса можно написать как

$$Z'_2 = G_2 \cdot \left(0,5 + \frac{V^2}{gR} \cdot \frac{h_{цт}}{B} \right). \quad (180)$$

Как видно, нормальная реакция Z_2' , действующая на внешнее колесо, всегда больше реакции Z_2'' , действующей на внутренне колесо, то есть:

$$Z'_2 \succ Z_2''.$$

Наличие дифференциала любой конструкции обеспечивает передачу большей части крутящего момента через отстающее, в нашем случае внутренне колесо, поэтому:

$$x'_2 \succ x_2''.$$

Боковые силы распределяются по колесам оси также неодинаково, так как боковые жесткости автомобильных шин внутренних и внешних колес, теоретически не совсем одинаковы из-за того, что на внешнем колесе действует большая, чем на внутреннем колесе нормальная реакция. Однако разность боковых жесткостей шин сравнительно невелика, деформации равны, т. к. оба колеса связаны между собой жесткой связью, мостом. Иначе говоря, можно считать, что боковая реакция распределяется по колесам оси практически поровну, то есть

$$y'_2 = y_2''.$$

Таким образом, внутреннее колесо всегда нагружено внешней нормальной силой, большей тяговой и, так же как и внешнее, боковой силой.

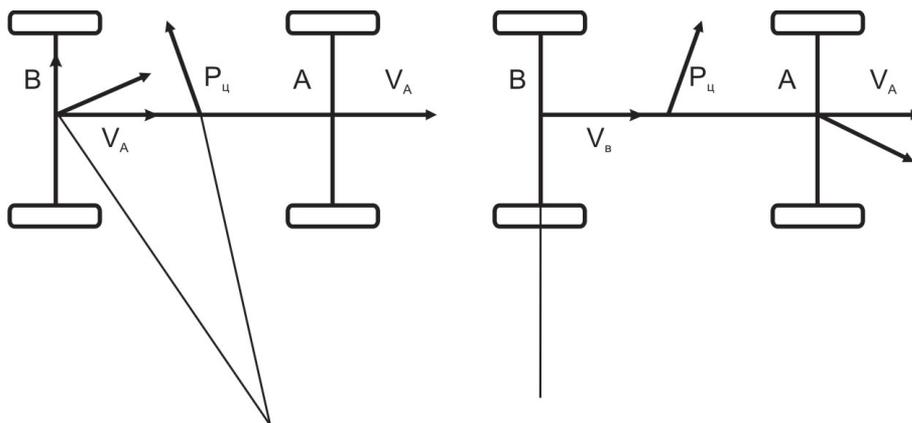


Рисунок 45 – Влияние скольжения осей на устойчивость автомобиля:
 V_B – вектор скорости задней оси; V_A – вектор скорости передней оси

Следовательно, внутренне колесо ведущей оси автомобиля значительно раньше, чем внешнее, теряет устойчивость и начинает буксовать.

В момент начала буксования почти вся суммарная боковая сила воспринимается одним колесом, нагруженным еще и тяговой силой. Часто оно оказывается не в состоянии передать суммарную боковую силу, что приводит к заносу всей оси.

Устойчивость передней неведущей оси против скольжения значительно выше, чем задней. Однако в некоторых случаях движения, при разгоне, при передаче большой тяговой силы из-за значительного перераспределения веса возможно скольжение передней оси вследствие ухудшения сцепления колес.

Поперечное скольжение передних и задних осей по-разному влияет на устойчивость автомобиля. Занос задней оси считается опаснее заноса передней оси, т. к. центробежная сила способствует заносу.

Поперечное скольжение в бок передней или задней оси по разгону влияют на устойчивость автомобиля (рисунок 45).

При заносе задней оси направление ее движения не совпадает с продольной осью автомобиля, и определяется вектором \vec{V}_B

Передняя ось продолжает движение в направлении продольной оси автомобиля, определяемой вектором скорости \vec{V}_A .

Эти два вектора позволяют определить положение мгновенного центра поворота путем восстановления перпендикуляров к этим векторам. Движение автомобиля вокруг центра вызывает центробежную силу, которая стремится увеличить занос задней оси. Это приводит к тому, что занос задних колес можно устранить лишь изменением условий движения автомобиля.

При заносе передней оси автомобиля мгновенный центр поворота лежит на продолжении задней оси. Движение автомобиля вокруг этого мгновенного центра приводит к возникновению центробежной силы $P_{ц}$, но она, в отличие от первого случая, будет направлена в сторону, противоположную направлению начинающегося заноса; возникающая центробежная сила будет препятствовать заносу и устранил начавшееся скольжение оси.

6.6. Устойчивость ведущей оси при установившемся движении на повороте

Для установления зависимостей, определяющих условия устойчивости по буксованию одного из колес ведущей оси, рассмотрим более подробно установившееся движение автомобиля по горизонтальной дороге постоянного радиуса.

Начало буксования одного из колес ведущей оси характеризуется тем, что результирующая реакция R достигает значения, равного силе сцепления колес с дорогой.

В момент начала буксования внутреннего колеса имеем:

$$P_2'' = \varphi \cdot Z_2'' . \quad (181)$$

Так как при этом внутреннее колесо не может превращаться в боковую силу, вся суммарная сила будет передаваться через наружное колесо, то есть $y_2'' = 0$; $y_2' = P_{ц2}$.

Таким образом:

$$P_2'' = x_2'' = \frac{1}{2} \cdot P_T \cdot K_p ,$$

где K_p – коэффициент распределения момента по полуосям. Для наиболее распространенных конструкций дифференциалов этот коэффициент близок к 1.

Для упрощения дальнейших выводов примем $K_p = 1$, тогда:

$$x_2'' = 0,5 P_T . \quad (182)$$

Из уравнения моментов всех сил относительно оси, проходящей через опоры внешних колес, получим:

$$Z_2'' = 0,5 \cdot G_2 \cdot m_2 = P_{ц} \cdot \frac{h_{цг}}{B} , \quad (183)$$

где m – коэффициент, учитывающий перераспределение автомобиля по осям.

Подставляя значение Z'_2 в выражение для реакции x''_2 , получим:

$$0,5 \cdot P_T = \varphi \cdot (0,5 \cdot G_2 \cdot m_2 - P_{ц} \cdot \frac{h_{цг}}{B}). \quad (184)$$

Для введения в уравнение параметров движения V и K , заменим величину тяговой и центробежной силы их значениями. Тяговая сила автомобиля, необходимая для движения с постоянной скоростью по горизонтальной дороге, равна:

$$P_T = f \cdot G_a + \frac{K \cdot F \cdot V_a^2}{13}. \quad (185)$$

Распределение центробежной силы по передней и задней оси автомобиля зависит от ряда факторов: от расстояния передней и задней оси до центра тяжести, от жесткости рамы или кузова, угловой жесткости передней и задней подвески, от боковой эластичности шин.

Исследования ряда авторов показали, что распределение центробежной силы по осям можно принять таким же, как и распределение веса автомобиля, т. е. обратно пропорциональным расстоянию осей от центра тяжести.

Таким образом, часть центробежной силы, приходящейся на заднюю ось, равна:

$$D_{ц_2} = P_{ц} \cdot \frac{a}{z} = \frac{G_a \cdot V_a^2}{gR} \cdot \frac{a}{z}.$$

Подставляя значение тяговой и центробежной силы, имеем:

$$0,5 \cdot (f \cdot G_a + \frac{K \cdot F \cdot V_a^2}{13}) = \varphi \cdot (0,5 \cdot G_2 \cdot m_2 - \frac{G_a \cdot V_a^2 \cdot a}{g \cdot R \cdot z} \cdot \frac{h_{цг}}{B})$$

или

$$0,5f \cdot G_a + 0,5 \cdot \frac{K \cdot F \cdot V_a^2}{13} = \varphi \cdot 0,5 \cdot G_2 \cdot m_2 - \varphi \cdot \frac{G_a \cdot V_a^2 \cdot a}{gRL} \cdot \frac{h_{цг}}{B}. \quad (186)$$

Решая уравнение относительно скорости движения, можно построить график зависимости между скоростью движения и радиусом поворота автомобиля:

$$V_a^2 = \frac{\varphi \cdot G_2 \cdot m_2 - f \cdot G_a}{\frac{K \cdot F}{13} + \frac{2 \cdot \varphi \cdot G_a \cdot h_{цг}}{g \cdot R \cdot z \cdot B}}. \quad (187)$$

Имея в виду, что $G_2 = a \cdot \frac{G_a}{z}$, окончательно запишем:

$$V_a^2 = \sqrt{\frac{\varphi \cdot G_2 \cdot m_2 - f \cdot G_a}{\frac{K \cdot F}{13} + \frac{2 \cdot \varphi \cdot G_a \cdot a \cdot h_{цт}}{g \cdot R \cdot z \cdot B}}}. \quad (188)$$

Выведенная зависимость определяет соотношение между основными параметрами установившегося движения на повороте и показывает, какие факторы влияют на устойчивость автомобиля.

Уравнение (188) позволяет построить график зависимости между V и R , определяющим начало буксования внешнего колеса задней оси. Кривая делит поле графика на две области – устойчивое движение и неустойчивое движение (рисунок 46).

Параметры движения V и R , определяемые координатами нижней части графика, показывают условия устойчивого движения автомобиля. Параметры движения, определяемые верхней частью (рисунок 46), показывают условия неустойчивого движения.

Такие кривые можно построить для различных условий, и исследовать влияние различных инструктивных параметров: a , b , $h_{цт}$, K , F и условий движения f , φ на устойчивость автомобиля.

Приведенные исследования относятся к случаю, когда $V_a = \text{const}$, $R = \text{const}$. В действительности, движение автомобиля характеризуется переменностью указанных параметров. А потеря устойчивости наиболее часто наблюдается при изменении скорости движения или радиуса поворота.

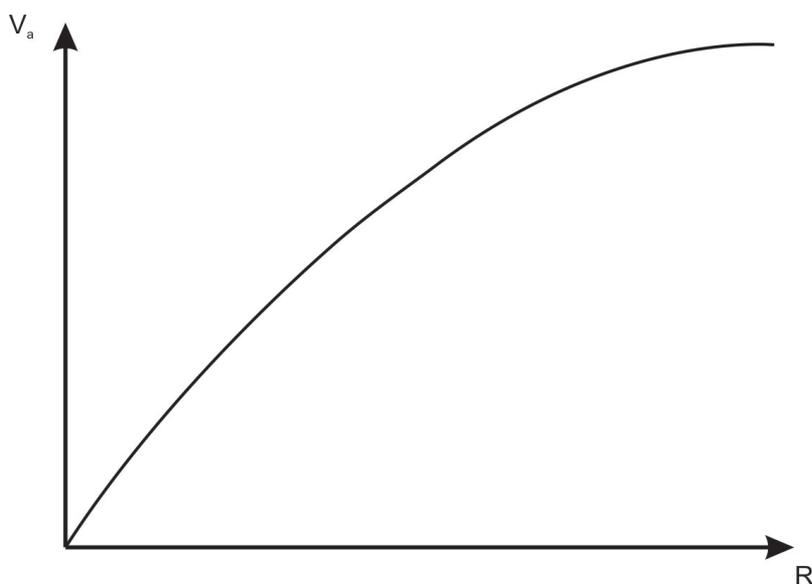


Рисунок 46 – Зависимость между скоростью движения и радиусом поворота

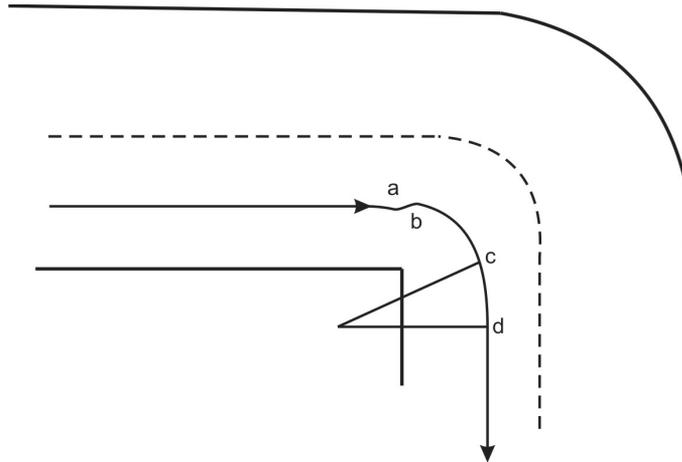


Рисунок 47 – Движение автомобиля на повороте:
ab – первая переходная кривая; *cd* – вторая переходная кривая

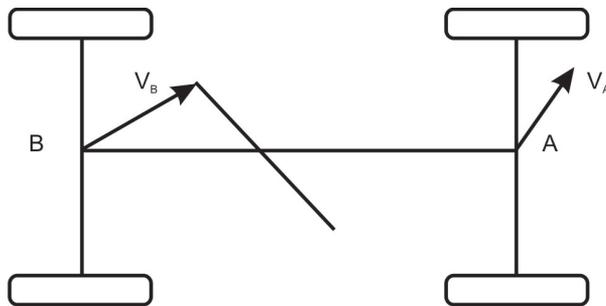


Рисунок 48 – Силы, действующие при заносе

Для сохранения высокой средней скорости движения автомобиля на повороте, следует двигаться по первой переходной кривой с замедлением и возможно медленнее поворачивать управляемые колеса (стараясь увеличить R поворота, а по второй – с ускорением, и поворачивать управляемые колеса).

Когда водитель занимает крайнее левое положение для поворота, он тем самым увеличивает длину l с переходной и ab , уменьшает скорость dv/dt поворота управляемых колес, что позволяет не снижать скорость (рисунок 47).

При заносе задней оси, для устранения заноса управляемые колеса поворачивают в сторону заноса.

Если передние управляемые колеса повернуть еще на больший угол, то центр поворота окажется расположенным с противоположной стороны (рисунок 48).

6.7. Влияние эксплуатационных факторов на устойчивость автомобиля

Как известно, на устойчивость автомобиля влияют многие конструктивные параметры автомобиля, такие как размер колеи B , базы – z , координаты расположения центра тяжести $h_{цт}$, a b , вес автомобиля G_a и др.

Кроме того, на устойчивость автомобиля влияют многие эксплуатационные факторы, такие как: техническое состояние протекторов шин и тормозов, состояние дорожного покрытия φ , f , расположение груза на платформе, а также радиус поворотов.

Рассмотрим влияние некоторых эксплуатационных факторов на устойчивость автомобиля.

Износ протектора шин

По мере износа протектора шин ухудшается сцепление колес с дорогой и увеличивается вероятность бокового заноса. Коэффициент сцепления шины с дорогой при полном износе протектора в два раза ниже, чем φ для новой шины.

Неправильная регулировка тормозов

Неправильная регулировка тормозов может привести к различной величине тормозных моментов на колесах правой или левой стороны автомобиля. При этом возникает поворачивающий момент, который вызывает потерю устойчивости (рисунок 49):

- плечо поворачивающего момента – в данном случае движение при его отклонении от направления, плечо S уменьшается. Поворачивающий момент исчезает;
- расстояние от центра до заторможенного колеса.

Расстояние S увеличивается при отклонении от направлений движения, что способствует дальнейшему резкому росту плеча поворачивающего момента. Следовательно, неправильно отрегулированные передние колеса представляют большую опасность (рисунок 50).

В качестве примера рассмотрим результаты замера отклонения автомобиля от заданного направления при неисправном переднем и заднем тормозах (рисунок 51).

Аналогичное явление возникает при попадании одной из сторон колеса заторможенного автомобиля на скользкий участок пути.

Неправильное размещение груза

Неправильное размещение груза приводит к смещению центра тяжести от продольной оси автомобиля (рисунок 52). Это особенно ощутимо при осуществлении перевозок тяжеловесных и крупногабаритных

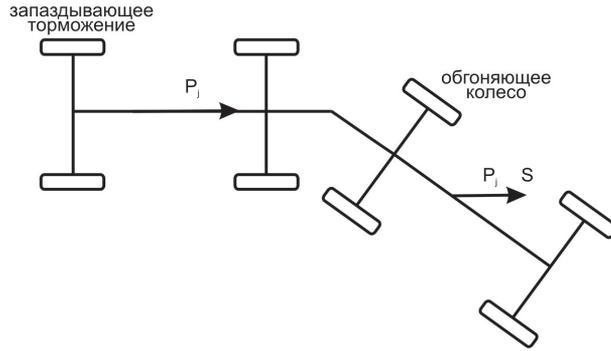


Рисунок 49 – Поворачивающий момент, вызывающий потерю устойчивости

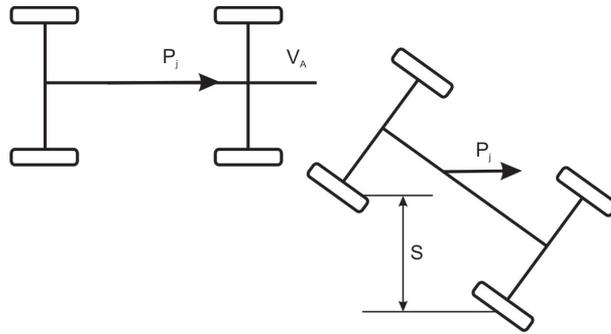


Рисунок 50 – Поворачивающий момент, вызывающий потерю устойчивости и его зависимость от угла поворота и смещения автомобиля

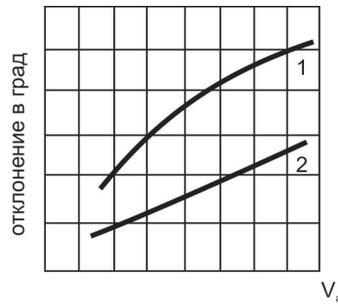


Рисунок 51 – Отклонение автомобиля от заданного направления:
 1 – при неисправных передних колесных тормозах;
 2 – при неисправных задних колесных тормозах

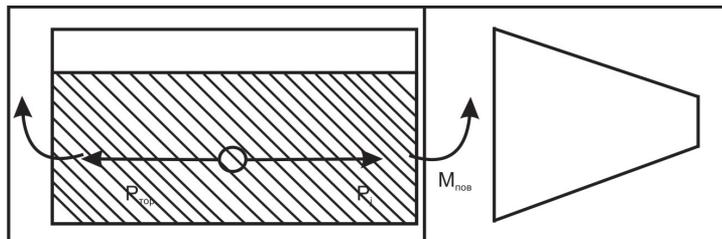


Рисунок 52 – Смещение центра тяжести при движении автомобиля

грузов, которые заметно смещают центр тяжести, вызывая поворачивающий момент. Быстрый разгон и резкое торможение автомобиля влияет на положение грузов.

6.8. Влияние конструкции автомобиля на его поперечную устойчивость

Под устойчивостью понимают способность автомобиля противостоять заносу (боковому скольжению) и опрокидыванию. Более вероятно нарушение поперечной устойчивости, возникающее вследствие действия боковых сил и поперечной составляющей силы тяжести. Устойчивость движущегося автомобиля зависит от многих факторов: массы автомобиля, высоты его центра тяжести, ширины колеи, базы размера шин, их конструкции и состояния; радиусов кривизны дороги и состояния ее поверхности, скорости и направления движения; умения управлять автомобилем и др.

Установлено, что чем выше расположен центр тяжести автомобиля и чем уже колея и база, тем выше вероятность опрокидывания на косогоре или подъеме. Оно наступает, когда вектор силы тяжести проходит через точку контакта колеса с дорогой. Также наличие груза в кузове, особенно крупногабаритного, увеличивает высоту центра тяжести, снижая тем самым устойчивость. На повороте существенное влияние на устойчивость оказывает также скорость поворота управляемых колес. Резкий их поворот чаще всего приводит к опрокидыванию автомобиля. Движение по косогору увеличивает вероятность опрокидывания из-за возможного смещения груза и пассажиров. Рассмотрим это, учитывая конструкцию подвески.

$$K_n = \frac{\alpha}{G'_a \cdot h_k}, \quad (189)$$

где K_n – коэффициент конструкции подвески; α – приведенная угловая жесткость подвески и шины автомобиля в кг/радиан; G'_a – вес поддрессорных масс автомобиля в кг; h_k – расстояние от центра поддрессорных масс до оси поперечного колебания.

$$\alpha = \frac{\mu}{\beta_k},$$

$$\beta_k = \beta_p + \beta_{ui} = \frac{2 \cdot \delta_p}{B_1} + \frac{2 \cdot \delta_{ui}}{B},$$

$$M = \delta_p \cdot c_p \cdot B_1 = \delta_{ui} \cdot c_{ui} \cdot B,$$

$$\alpha = \frac{b_p c_p B_1}{\frac{2 \cdot \delta_p}{B_1} + \frac{2 \cdot \delta_{ш}}{B}} \quad (190)$$

Исходя из этого утверждения, указанный коэффициент конструкции подвески – K_n зависит от приведенной угловой жесткости подвески и шин автомобиля, веса и расположения подрессорных масс.

6.9. Испытание автомобиля на устойчивость

Во время дорожных испытаний на поперечную устойчивость, автомобиль движется по горизонтальной площадке по кругу определенного радиуса обычно (20–25 м), постепенно увеличивая скорость. В процессе движения колеса, внутренние по отношению к центру поворота, под действием центральной силы, разгружаются. Чтобы предотвратить опрокидывание испытываемого автомобиля на повороте к нему, сбоку, при помощи специального кронштейна прикрепляют дополнительное колесо на расстоянии 10–15 см от поверхности дороги.

Для опрокидывания критического угла косогора, автомобиль устанавливают на платформе 2, одну сторону которой поднимают таями или домкратами (рисунок 53). В момент начала скольжения автомобиля измеряют угол наклона платформы при помощи угломерных инструментов.

Испытывая автомобиль на устойчивость при прямолинейном движении (курсовую устойчивость), на дороге через равные расстояния устанавливают в шахматном порядке искусственные неровности по ширине передних колес. Во время движения с постоянной скоростью, водитель стремится вести автомобиль прямолинейно, чтобы по каждой неровности проездало, как переднее, так и заднее колесо.

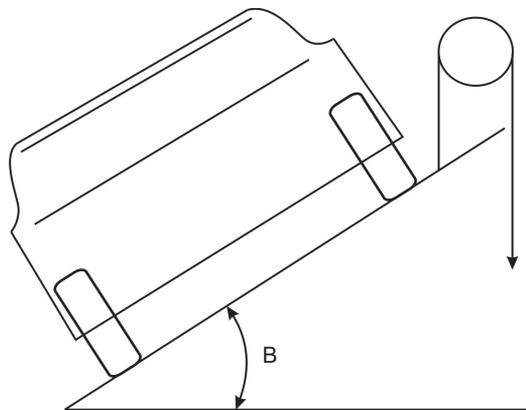


Рисунок 53 – Проверка поперечной устойчивости автомобиля

При помощи записывающей аппаратуры фиксируют изменение по времени курсового угла α_a автомобиля и угла θ_{pk} поворота рулевого колеса.

Оценочными критериями служат: средняя скорость поперечного скольжения V_y автомобиля и работа автомобиля по сохранению направления движения.

Средняя поперечная скорость:

$$V_y = \alpha_{аср} V,$$

где $\alpha_{аср}$ – средний курсовой угол, без учета знака. Работу водителя оценивают по средней скорости поворота рулевого колеса:

$$\theta_{ср} = 2 \cdot \theta_{ср} \cdot \nu,$$

где $\theta_{ср}$ – средний угол поворота рулевого колеса; ν – частота изменения угла θ_{pk} ; $\nu = \frac{P_n}{2T}$, P_n – число пик на записанной кривой на участке замера; T – время замера.

Испытаниям подвергают автомобили, параметры которых соответствуют техническим условиям при полной их массе. Предварительно обязательно проверяют углы установки управляемых колес, зазоры в рулевом управлении, давление воздуха в шинах, износ протектора шин, который не должен превышать 30 % его первоначальной высоты. Длина участков должна составлять 500 м при движении со скоростями 10–30 км/ч и 1000 м при больших скоростях.

Для получения субъективной оценки управляемости автомобиля испытания на дорогах общего пользования проводят двое водителей, прошедших специальную подготовку. Пробег протяженностью 300–600 км осуществляют на дорогах общего пользования и на скоростной дороге автополигона со скоростями от 20–30 км/ч до максимально возможной в этих дорожных условиях. Во время испытаний определяют комплекс показателей, характеризующих управляемость и устойчивость автомобиля: боковые отклонения автомобиля, колебания курсового угла, крены автомобиля, чувствительность автомобиля к управлению, стабилизацию положения управляемых колес, величины усилий на рулевом колесе и т. д.

7. УПРАВЛЯЕМОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

Напряженность движения на улицах и дорогах требует от водителя повышенного внимания к дорожной обстановке и готовности изменить характер движения своего автомобиля для предотвращения наезда, аварии и катастрофы. Поэтому автомобиль должен быть устойчивым против действия возмущающих сил, стремящихся изменить его скорость против действия воздуха.

Причинами, вызывающими отклонение автомобиля от прямолинейного движения и направления, заданного рулевым колесом, могут являться как внешние, так и внутренние факторы, зависящие от конструкции и технического состояния автомобиля.

К внешним факторам, вызывающим отклонение автомобиля от прямолинейного движения, относятся неровности дороги, боковой ветер, давления в шинах для правых и левых колес и другие эксплуатационные факторы.

К внутренним факторам, вызывающим отклонение автомобиля от прямолинейного движения и от направления, заданного рулевым колесом, относятся различные конструктивные параметры, например, кинематика рулевого управления, боковая эластичность шин, углы установки управляемых колес и др.

На управляемость влияют также: наличие зазоров в рулевом управлении, перекосы осей и др.

Большое количество конструктивных и эксплуатационных факторов, влияющих на управляемость автомобилей, не позволяют оценить его эксплуатационные свойства при помощи какого-либо одного показателя, пригодного для всех условий работы автомобиля.

Кроме того, описание процесса управляемости с учетом многих факторов приводит к громоздким уравнениям, физический смысл которых не всегда может быть выявлен с необходимой точностью и наглядностью.

Все это привело к тому, что несмотря на большое количество работ в этом направлении, управляемость до сих пор остается одним из наименее изученных эксплуатационных свойств автомобиля.

Для достижения хорошей управляемости конструкция автомобиля должна удовлетворять следующим требованиям:

- управляемые колеса при повороте автомобиля должны катиться без бокового скольжения;
- рулевой привод должен обеспечивать правильное соотношение углов поворота управляемых колес;
- размеры направляющих элементов, подвесок и другие характеристики подвесок и шин должны быть подобраны таким образом, чтоб углы увода передней и задней осей находились в определенном соотношении;
- должна быть обеспечена стабилизация управляемых колес и предотвращено их произвольное колебание;
- в рулевом управлении обязательно наличие обратной связи, позволяющей водителю судить о величине и направлении сил, действующих на управляемые колеса.

Степень соответствия конкретной конструкции автомобиля каждому из этих требований обеспечивает его управляемость.

Рассмотрим две основные причины ухудшения управляемости:

- 1) боковой увод колес;
- 2) колебание колес и осей автомобиля;

7.1. Поворот отдельного колеса

При повороте на колесо действует толкающая сила, раскладывая которую получим две составляющие силы: X и Y .

Для того чтобы колесо скользило по направлению силы Y , нужно, чтобы они преодолели сопротивление движению в этом направлении. Эта сила, очевидно, будет равна φG_k .

Известно, что при движении автомобиля по хорошей асфальтобетонной дороге коэффициент сопротивления шин с дорогой $\varphi = 0,6-0,85$, а коэффициент сопротивления качению $f = 0,018-0,022$, т. е. силы сопротивления движению колеса по направлению действия силы Y в 40–45 раз больше, чем сила сопротивления движения колеса по направлению действия силы X . Угол поворота управляемого колеса обычно не превышает 35–40°, следовательно, силы X всегда больше силы Y .

Поэтому, в рассматриваемых условиях движения колесо катится в направлении поворота, т. е. в направлении действия силы X . Однако автомобилю часто приходится двигаться по плохим дорогам, где коэффициент сопротивления качению очень высок (а это имеет место при движении по грязным размокшим грунтовым дорогам), в этом случае коэффициент сцепления φ очень мал, а коэффициент сопротивления качению f довольно высок. Тогда, как говорят водители, автомобиль не слушается

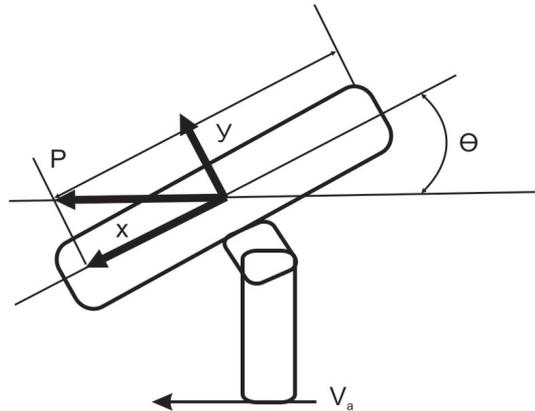


Рисунок 54 – Действие силы инерции на колесо автомобиля при повороте

руля, т. е. автомобиль продолжает двигаться в направлении силы P . Такое же явление наблюдается при движении автомобиля по льду, когда коэффициент ϕ сцепления колес с дорогой снижается весьма значительно.

7.2. Поворот автомобиля с жесткими шинами

Управляемые колеса, повернутые из нейтрального положения, соответствующего прямолинейному движению автомобиля на угол θ , будут катиться в плоскости своего вращения, а не скользить вбок или буксовать, пока боковая реакция на каждом из них не достигнет величины:

$$y = \sqrt{z^2 \phi^2 + x^2} .$$

Если управляемые колеса автомобиля ведомые, то они движутся под действием толкающих сил, параллельных продольной оси автомобиля. Составляющие каждой из этих сил и $P_x = P \cdot \cos \theta$, $P_y = P \cdot \sin \theta$ приложенные в плоскостях вращения колес перпендикулярно им, стремятся перемещать колеса в направлении своего действия.

Если управляемые колеса повернуты на одинаковый угол, то на мгновенный центр поворота O не находится на продолжении их осей, и секторы скоростей наружного и внутреннего управляемых колес не совпадают с плоскостями их вращения. Тогда эти колеса, если они жестки в боковом направлении, приведут к нарушению управляемости автомобиля, увеличению сопротивления движению и износу шин.

Как видно на рисунке 55, для поворота автомобиля без скольжения колес, нужно, чтобы оси их вращения пересекались в одной точке, а передние управляемые колеса поворачивались на разные углы. Внутренние, по отношению к центру поворота колеса, должны поворачиваться на больший угол,

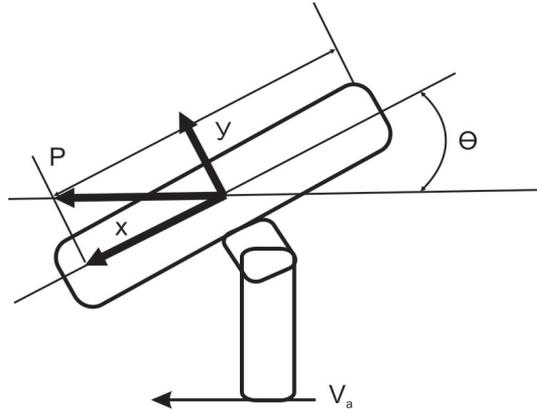


Рисунок 55 – Углы поворота автомобиля с жесткими шинами

т. е. чем круче поворот, тем разница между углами больше, а максимальный угол поворота у современных автомобилей может достигать 35–40°. Для поворота управляемых колес на разные углы используется рулевая трапеция. Рассмотрим элементарную схему рулевого привода для автомобиля с неразрезной передней осью. Управляемые колеса связаны с шарнирным четырехзвенным механизмом, который называется рулевой трапецией. Если бы рычаги были параллельны друг другу, то колеса поворачивались на одинаковый угол. Чем больше трапеция отличается от прямоугольника, тем больше будет разница между углами поворота передних колес. Величина этой разницы определяется из треугольников ОАД и ОВС, согласно которым:

наружное колесо:

$$Ctg\theta_1 = \frac{OD}{AD}, \quad (191)$$

внутренне колесо:

$$Ctg\theta_2 = \frac{OC}{CB}.$$

Разность этих выражений дает:

$$Ctg\theta_{кар} - Ctg\theta_{ен} = \frac{OD}{AD} - \frac{OC}{CB} = \frac{l_0}{L},$$

где l_0 – расстояние между шкворнями поворотных цапф автомобиля:

$$l_0 \approx B_k.$$

Для практических расчетов можно принять и тогда выражение (191) примет вид:

$$ctg\theta_1 - ctg\theta_2 = \frac{B}{\alpha}.$$

Таким образом, для получения правильного качения колес необходимо, чтобы разница котангенсов углов поворота передних колес была постоянной. Четырехзвенный механизм не может обеспечить указанную зависимость между углами поворота передних колес (нужен 18-звенный). Однако при малых углах ошибка, вызванная 4-звенным механизмом, невелика, а при больших углах поворота и эта ошибка существенна, но при этом нужно учесть, что допустимая скорость движения автомобиля, с точки зрения безопасности движения, также мала. В настоящее время в связи с применением независимой подвески передних колес, распространен отдельный привод рулевого управления. Рулевая трапеция в этом случае образуется поперечной тягой, соединенной с маятниковым рычагом. Рычаг поворачивается вокруг неподвижной опоры с рулевой сошкой. При такой конструкции для получения одинаковых радиусов поворота автомобиля вправо и влево необходимы одинаковые отклонения рулевой сошки от нейтрального положения, а следовательно, одинаковые углы поворота рулевого колеса (рисунок 56).

Теоретические исследования профессора Б.К. Млодаиевского позволили установить, что при изменении радиуса поворота в широких пределах, довольно затруднительно получить постоянную разность котангенсов углов поворота наружных и внутренних колес. Для наиболее часто применяемых углов поворота получены удовлетворительные результаты, что наглядно видно на графике рисунка 57. На нем показана теоретически необходимая зависимость между углами $\theta_{вн}$ и $\theta_{н}$ и действительное соотношение между ними, найденное экспериментально для данного автомобиля.

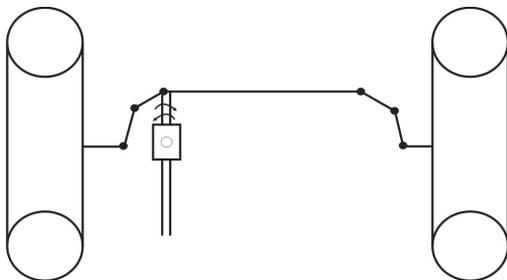


Рисунок 56 – Схема работы рулевой трапеции

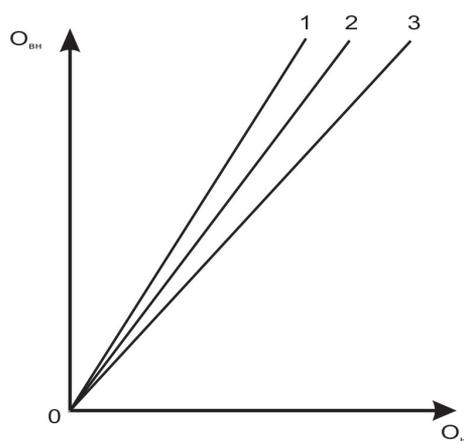


Рисунок 57 – Зависимость смещения центра поворота от эластичности шин

Вследствие боковой эластичности шин мгновенный центр поворота автомобиля обычно смещается вперед, что требует меньшего различия в углах $\theta_{вн}$ и $\theta_{н}$ по сравнению с определяемым уравнением. Поэтому для уменьшения скольжения шин:

$$1) \operatorname{ctg} \theta_{н} - \operatorname{ctg} \theta_{вн} = \frac{B}{\alpha};$$

$$2) \theta_{н} \approx \theta_{вн}.$$

На повороте рулевые трапеции многих современных автомобилей близки к треугольнику, при котором $\theta_{н} \approx \theta_{вн}$.

7.3. Качение эластичного колеса, нагруженного боковой силой

Все предыдущие рассуждения велись в предположении, что автоколеса являются жесткими и катятся в направлении, совпадающем с их плоскостью вращения. В действительности автоколеса имеют радиальную, боковую и окружную эластичность, что отражается на управляемости из-за явления бокового увода. Этому явлению конструкторы уделяли недостаточное внимание, что привело к появлению в 30-х годах прошлого века автомобилей с весьма плохой управляемостью. Изучение закономерностей увода автомобиля позволило использовать их для улучшения устойчивости и управляемости.

Пусть колесо катится к нам по горизонтальной плоскости. Как видно на рисунке 58, колесо катится под некоторым углом относительно к оси симметрии.

Если отметить на протекторе шины точки 1, 2, 3, 4 и т. д., то при соприкосновении с дорогой они не попадут на продолжение большой оси отпечатка, соответствующего неподвижной шине, а сдвинутся относительно этой оси к плоскости колеса в направлении действия боковой силы. Сдвиг будет происходить непрерывно при качении колеса, и каждая последняя точка соприкасается с дорогой правее предыдущей.

В результате колесо движется не в плоскости своей симметрии, а под некоторым углом к ней – по линии, отмеченной отпечатками точек 1, 2, 3 и т. д. Этот угол является углом увода $\delta_{ув}$, т. е. угол между первоначальным и измененным направлениями движения шины, называется углом бокового увода.

Зависимость между боковой силой и углом увода показана на рисунке 59. На рисунке видно, что величина увода растет с увеличением

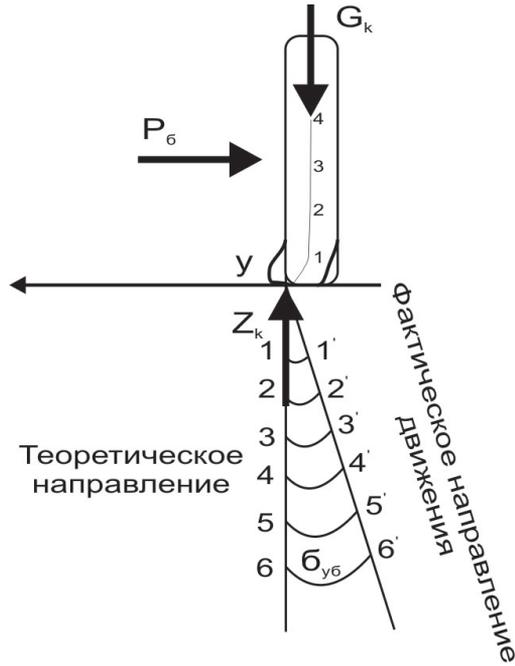


Рисунок 58 – Сдвиг шины эластичного колеса при движении на повороте

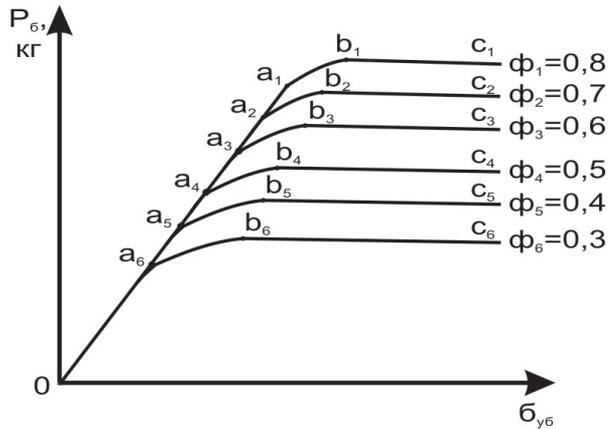


Рисунок 59 – Зависимость скольжения шины от коэффициента сцепления

боковой силы до некоторого значения пропорционально, и зависимость $P_6 = f(\delta_{y6})$ выражается прямой, проходящей через начало координат.

Дальнейшее увеличение поперечной силы P_6 приводит к появлению плоскости частичного проскальзывания шины в поперечном направлении, и линейная зависимость нарушается. При этом отклонение средней плоскости колеса от прямолинейного направления движения вызывается не только эластичностью шин, но и проскальзыванием. Когда сила P_6

достигает значения силы сцепления, начинается полное скольжение шин и угол $\delta_{yв}$ безгранично увеличивается при постоянной боковой силе.

Чем меньше коэффициент сцепления, тем при меньшем значении нарушается линейная зависимость, и начинается поперечное скольжение.

Для начальных пропорциональных участков кривых, зависимость между P_{δ} и $\delta_{yв}$ можно выразить формулой:

$$P_{\delta} = \kappa_{yв} \cdot \delta_{yв},$$

где $\kappa_{yв}$ – коэффициент сопротивления увода, показывающий какую по величине поперечную силу нужно приложить к колесу, чтобы вызвать угол увода на 1° .

Коэффициенты сопротивления увода для шин приведены в таблице 14.

Таблица 14 – Коэффициент сопротивления увода для шин

Марка автомобиля	Размер шин	Коэффициент сопротивления уводу, $\kappa_{yв}$, кг/град	
		ВАЗ 2115	5,6–15
«Волга» ГАЗ-3110	6,7–16	46	50
Мерседес Е 320	7,0–16	64	60
БМВ 525	7,5–16	73	70
Мерседес 814	7,5–20	119	120–130
Мерседес 1218	9,0–20	168	160–170

Увеличение внутреннего давления в шине, числа слоев каркаса и ширины обода колеса вызывает увеличение поперечной жесткости шины и коэффициента сопротивления уводу $K_{yв}$. Если на колесо действует крутящий момент или окружная сила, то коэффициент сопротивления уводу уменьшается. Влияние касательных сил на $K_{yв}$ определяется формулой:

$$K'_{yв} = K_{yв} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{x}{z}\right)^2}, \quad (192)$$

где $K'_{yв}$ и $K_{yв}$ – коэффициент сопротивления уводу соответственно при наличии и отсутствии касательной силы x .

Для ведомых колес влияние x невелико и можно считать $K'_{yв} = K_{yв}$. При отсутствии данных о величине коэффициента $K_{yв}$ можно воспользоваться эмпирической формулой НАМИ:

$$K_{yв} = 5 \cdot B_{об} \cdot (D_{об} + 2B_{об}) \cdot (P_{ш} + 1), \frac{кг}{рад}, \quad (193)$$

где $B_{об}$ – ширина обода, м; $D_{об}$ – диаметр обода, м; $P_{ш}$ – внутреннее давление в шине, кг /см.

Увод шин исследуют при испытании их на стендах или динамометрических тележках. Устанавливая колесо под различными углами к плоскости качения, определяют величину поперечной силы и устанавливают увод. Определение углов увода дорожными испытаниями автомобиля может производиться при его прямолинейном движении или при движении по окружности.

Максимальная величина угла увода шины обуславливается его сцеплением и обычно составляет 12–18°. При дальнейшем увеличении боковой силы, наступает проскальзывание.

Кроме того, на $K_{ув}$ влияет материал шины и ее конструкция, а также схема подвески. Явление увода существенно влияет на стабилизацию управляемых колес. При качении колеса с уводом в площадь контакта, возникает боковая реакция, которая вызывает стабилизирующий момент.

Характер распределения элементарных реакций показывает, что равнодействующая этой реакции приложена к задней части контакта, а не в его центре, поэтому она вызывает стабилизирующий момент, который стремится вернуть повернутые колеса в нейтральное положение.

Величина стабилизирующего момента зависит от угла увода шины, увеличивается при увеличении нормальной силы, действующей на колесо и уменьшении давления воздуха. При увеличении угла увода, стабилизирующий момент сначала увеличивается, затем, достигнув максимума, уменьшается, что объясняется началом проскальзывания.

При полном скольжении равнодействующая проходит через центр отпечатка, и стабилизирующий момент равен нулю.

На современных автомобилях применяются весьма эластичные шины, которые имеют очень малые коэффициенты сопротивления уводу. При низких давлениях воздуха в шинах и больших нагрузках, приходящихся на передние колеса, на управляемых колесах появляется большой стабилизирующий момент, что улучшает их стабилизацию, но увеличивает работу водителя, необходимую для поворота.

Поэтому в последнее время конструкторы заметно снижают или полностью устраняют продольный наклон шкворня. Отметим, что при этом стабилизирующий момент управляемых эластичных колес является достаточным.

Рассмотрим схему действия момента на управляемых передних колесах при торможении: в площадках контакта действует боковые $P_{\sigma 1}$, $P_{\sigma 2}$ и тормозные силы. Из-за боковой эластичности шин и наличия угла увода их отпечатки сдвинуты вправо по отношению к плоскости колес (рисунок 60).

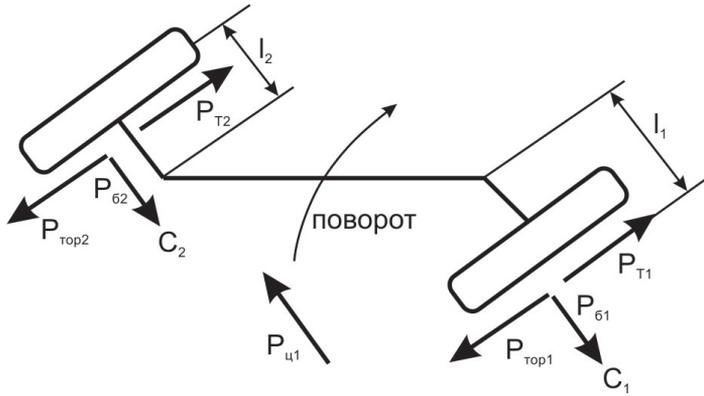


Рисунок 60 – Распределение сил на колесах автомобиля в зависимости от направления центробежной силы

Эти силы образуют стабилизирующий момент M_{cm} относительно оси шкворней, который может быть подсчитан по выражению (при торможении):

$$M_{cm} = P_{\delta 1} \cdot C_1 + P_{\delta 2} \cdot C_2 - P_{top1} \cdot l_1 + P_{top2} \cdot l_2. \quad (194)$$

Плечи всегда обеспечивают получение положительного стабилизирующего момента от действия боковой силы $P_{\delta 1}$ и $P_{\delta 2}$. Момент торможения силы P_{top2} также положителен, а момент от силы P_{top1} отрицателен и стремится увеличить угол поворота колес. Так как при поворотах из-за смещения отпечатков шин плечо l_2 всегда будет меньше, чем плечо l_1 , то суммарный момент от тормозных сил будет также отрицательным. При некоторых соотношениях углов наклона шкворней, углов увода и величин отрицательных моментов суммарный момент может достичь значительных величин и заметно снизить управляемость автомобиля. При ведущих управляемых колесах при передаче тяговой силы стабилизирующий момент резко повышается, а суммарный стабилизирующий момент всегда будет положительным:

$$M_{cm} = P_{T1} \cdot l_1 + P_{\delta 1} \cdot l_2 - P_{T2} \cdot l_2 + P_{\delta 2} \cdot l_2. \quad (195)$$

Этим объясняется стремление конструкторов несколько уменьшить углы продольного наклона шкворней из автомобилей со всеми ведущими колесами.

7.4. Поворот автомобиля с эластичными колесами

При движении автомобиля с жесткими колесами, центр его поворота определяется точкой O_0 пересечения прямых, являющихся продолжением осей всех колес, а расстояние от этой точки до предельной плоскости симметрии автомобиля определяет радиус поворота.

Этот радиус поворота равен:

$$R_0 = \frac{L}{\operatorname{tg} \alpha} \approx \frac{L}{\alpha}. \quad (196)$$

В действительности при повороте автомобиля с эластичными колесами под действием боковой (центробежной силы) силы возникает увод каждого колеса, что приводит к смещению центра поворота. Центр поворота в этом случае будет лежать на пересечении перпендикуляров, восстановленных из середины переднего и заднего мостов к направлениям их движения. Направление движения задней оси будет отклоняться от средней плоскости на угол увода δ_B , а направление движения передней оси – на угол увода δ_A . Радиус поворота автомобиля в этом случае можно определить из следующих геометрических соотношений:

$$\operatorname{tg} \delta_B = \frac{BD}{OD},$$

$$\operatorname{tg}(\alpha - \delta_A) = \frac{AD}{OD},$$

откуда:

$$BD = OD \cdot \operatorname{tg} \delta_B,$$

$$AD = OD \cdot \operatorname{tg}(\alpha - \delta_A),$$

$$\alpha = AD + BD = OD \cdot [\operatorname{tg} \delta_B + \operatorname{tg}(\alpha - \delta_A)],$$

$$\alpha = AD + BD = OD \cdot [\operatorname{tg} \delta_B + \operatorname{tg}(\alpha - \delta_A)]. \quad (197)$$

Из уравнения (197) следует, что величина действительного радиуса зависит не только от среднего угла α , но и от соотношения углов увода передних и задних осей δ_A, δ_B .

При исследовании выражения можно установить, что возможны три случая движения автомобиля.

1. Углы увода передней и задней осей равны. В этом случае радиус поворота, как и для жестких колес, определяется выражением:

$$R = \frac{L}{\alpha},$$

$$\delta_A = \delta_B, \quad R = R_0.$$

2. $\delta_A > \delta_B$, то есть угол увода передней оси больше, чем угол увода задней оси. В этом случае:

$$R = \frac{\alpha}{\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg}(\delta_B - \operatorname{tg} \delta_A)} > \frac{\alpha}{\operatorname{tg} \alpha}.$$

То есть радиус поворота автомобиля с эластичными колесами будет больше радиуса поворота автомобиля с жесткими колесами.

2. Угол увода передней оси меньше угла увода задней оси. В этом случае $\delta_A < \delta_B$:

$$R = \frac{\alpha}{\operatorname{tg} \delta_B + \operatorname{tg} \alpha - \operatorname{tg} \delta_A} < \frac{\alpha}{\operatorname{tg} \alpha},$$

то есть радиус поворота автомобиля с эластичными колесами будет меньше радиуса поворота автомобиля с жесткими колесами.

В соответствии с этим, автомобиль, имеющий угол увода передней оси больше чем задней, называют обладающим свойством недостаточной поворачиваемости, а автомобиль, у которого угол увода передней оси меньше чем задней, – обладающим излишней поворачиваемостью.

Автомобили, обладающие излишней и недостаточной поворачиваемостью, по-разному ведут себя при прямолинейном движении.

Под действием боковой силы на автомобиль, обладающий свойством недостаточной поворачиваемости, он начнет поворачиваться в сторону действия силы. Возникающая центробежная сила будет направлена противоположно действующей боковой силе, что приводит к уменьшению углов увода и выравнивают направление движения автомобиля.

7.5. Критическая скорость управляемости

Скорость автомобиля, при которой начавшийся поворот (при нейтральном положении управляемых колес) автомобиля будет непрерывно возрастать за счет бокового увода эластичных шин, называется критической скоростью управляемости.

Определим величину критической скорости управляемости аналитически, рассмотрев случай прямолинейного движения автомобиля в момент, когда это движение кратковременно нарушено боковой силой.

Из построения видно, что

$$\operatorname{tg} \delta_B = \frac{\alpha + AC}{R},$$

$$\operatorname{tg} \delta_A = \frac{AC}{R}, \tag{198}$$

откуда

$$\operatorname{tg} \delta_B - \operatorname{tg} \delta_A = \frac{\alpha}{R}$$

или

$$R = \frac{\alpha}{\operatorname{tg} \delta_B - \operatorname{tg} \delta_A} = \frac{\alpha}{\delta_B - \delta_A}.$$

Получим те же результаты, если в уравнении примем $\alpha = 0$, то есть будем рассматривать прямолинейное движение автомобиля. Величина центробежной силы, которая возникает на повороте при движении автомобиля с критической скоростью, будет равна:

$$P_u = \frac{G_a \cdot V_{кр}^2}{gR} \quad (199)$$

или

$$P_u = \frac{G_a \cdot V_{кр}^2}{g \cdot \frac{\alpha}{\operatorname{tg} \delta_B - \operatorname{tg} \delta_A}}.$$

Подставляя в это выражение значение радиуса поворота, получим:

$$V_{кр} = \sqrt{\frac{P_u \cdot g \cdot \alpha}{G_a \cdot (\delta_B - \delta_A)}},$$

$$P_u = \frac{G_a \cdot V_a^2}{g \cdot \alpha} \cdot (\delta_B - \delta_A).$$

Отсюда критическая скорость движения будет равна:

$$V_{кр} = \sqrt{\frac{P_u \cdot g \cdot \alpha}{G_a \cdot (\delta_B - \delta_A)}}.$$

Известно, что углы бокового увода на прямолинейном участке, выражаются как $P_{\delta} = K_{y\delta} \cdot \delta$, используя это выражение, можем записать:

$$\delta_{y\delta} = \frac{P_{\delta}}{K_{y\delta}}.$$

А для нашего случая, рассматривая увод передней и задней осей, можем записать:

$$\delta_B = \frac{P_{uB}}{K_{y\delta B}} = \frac{P_u}{K_B} \cdot \frac{a}{\alpha},$$

$$\delta_A = \frac{P_{uA}}{K_{y\delta A}} = \frac{P_u}{K_A} \cdot \frac{b}{\alpha}, \quad (200)$$

где $P_{ца}$ и $P_{цб}$ – составляющие центробежной силы, приходящиеся на переднюю и заднюю оси автомобиля; K_A и K_B – коэффициент сопротивления уводу передней и задней осей.

Подставляя эти значения \bar{b}_A и \bar{b}_B в выражение для критической скорости, получим:

$$V_{кр} = \sqrt{\frac{P_{ц} \cdot g \cdot \alpha}{G_a \cdot \left(\frac{P_{ц} \cdot a}{K_B \cdot \alpha} - \frac{P_{ц}}{K_a \cdot \alpha} \right)}}. \quad (201)$$

Имея в виду, что $G_a \frac{a}{\alpha}$ и $G_a \frac{b}{\alpha}$ – это нормальная реакция, приходящаяся на заднюю и переднюю ось G_B и G_A , уравнение окончательно можно переписать в виде:

$$V_{кр} = \sqrt{\frac{g \cdot \alpha}{\frac{G_B}{K_B} - \frac{G_A}{K_A}}}.$$

Полученное выражение позволяет установить, что критической скоростью управляемости автомобиля называется такая скорость, при которой автомобиль под влиянием малой боковой силы при прямолинейном движении, начинает двигаться по кривой уменьшенного радиуса, что приводит к потере управляемости.

Установлено, что:

- 1) увеличение базы автомобиля увеличивает его критическую скорость;
- 2) критическая скорость изменяется в зависимости от распределения веса автомобиля по осям и соотношения коэффициентов сопротивления уводу передней и задней осей.

При этом следует рассмотреть три возможных случая:

- а) $\frac{G_A}{K_A} = \frac{G_B}{K_B}$, $V_{кр} \approx \infty$ – т. е. при этом критическая скорость автомобиля получается весьма высокой;
- б) $\frac{G_A}{K_A} > \frac{G_B}{K_B}$ – недостаточная поворачиваемость, при этом критическая скорость невозможна вообще, получение мнимых величин;
- в) $\frac{G_A}{K_A} < \frac{G_B}{K_B}$ – критическая скорость имеет определенное значение, при котором достаточно появления сколько угодно малой силы, чтобы автомобиль потерял устойчивость.

Таким образом, для получения хорошей управляемости, автомобиль проектируют так, чтобы соблюдать условие а и б. Обычно $G_A = G_B$, коэффициенты сопротивления уводу передних и задних колес также примерно равны, поэтому оказывается удовлетворительным первое условие. При передаче крутящего момента через задние колеса, их коэффициент сопротивления уводу повышается, и становится справедливым второе условие.

7.6. График управляемости автомобиля

Как было отмечено, при повороте наличие увода колес заметно изменяет характер движения автомобиля. В этом случае, каждому значению боковой силы соответствуют определенные углы увода передней и задней оси, а следовательно, и разность этих углов можно рассматривать как функцию боковой силы, то есть $\bar{\delta}_B - \bar{\delta}_A = \Phi(P_y)$.

Радиус поворота автомобиля будет равен:

$$R = \frac{Z}{\alpha + \bar{\delta}_B - \bar{\delta}_A}.$$

Для определения параметров движения автомобиля нужно связать пять переменных величин: R , α , V , P_y и разность $\bar{\delta}_B - \bar{\delta}_A$. Если две из этих величин заданы, то остальные три будут иметь строго определенные значения; например, если автомобиль движется по кругу заданного радиуса (R) с определенной скоростью (V), то передние колеса должны быть повернуты на определенный угол α .

Центробежная сила P_y и угол увода $\bar{\delta}_B$ и $\bar{\delta}_A$ будут иметь также вполне определенные значения. Если скорость движения изменяется, то соответственно должен измениться и угол поворота управляемых колес. Увеличение скорости ведет к увеличению центробежной силы углов осей, а, следовательно, потребует уменьшения угла поворота управляемых колес.

Приведенные рассуждения позволяют лишь качественно, а не количественно исследовать это явление. Для количественного анализа управляемости задачу решают графическим способом. По оси абсцисс отложим разность $\bar{\delta}_B - \bar{\delta}_A$, которая определяет наличие излишней или недостаточной поворачиваемости. По вертикальной оси отложим удельную центробежную силу $\frac{R_y}{G_a}$. Очевидно, что зависимость между отношением $\frac{R_y}{G_a}$ и разностью $\bar{\delta}_B - \bar{\delta}_A$ будет аналогична зависимости между боковой силой и углом увода. Для оценки влияния радиуса поворота отложим по горизонтальной оси соотношение $\frac{Z}{R}$. Из уравнения радиуса поворота

видно, что $\frac{Z}{R} = \alpha + \delta_B - \delta_A$, т. е. для того чтобы отложить величину $\frac{Z}{R}$ по оси абсцисс, можно пользоваться той же шкалой, что и для величины $\delta_B - \delta_A$.

Для постоянной скорости движения автомобиля зависимость отношения $\frac{R_u}{G_a}$ от $\frac{Z}{R}$ выразится прямой, проходящей через начало координат, так как

$$\frac{R_u}{G_a} = \frac{G_a \cdot V_a^2}{g \cdot R \cdot G_a} = \frac{V_a^2}{g \cdot R}$$

или

$$\frac{R_u}{G_a} = \frac{V_a^2}{gR} \cdot \frac{Z}{Z} = \frac{V_a^2}{gZ} \cdot \frac{Z}{R} = C \cdot \frac{Z}{R},$$

где $c = \frac{V_a^2}{gZ}$ – коэффициент пропорциональности, характеризующий угол наклона прямой из пучка прямых.

Таким образом, построим диаграмму для нескольких значений скорости. Для удобства по оси абсцисс отложим еще и значение радиуса поворота. Теперь каждый случай движения автомобиля можно характеризовать одной точкой на графике.

Пусть автомобиль движется по кривой, имеющей радиус R со скоростью V_2 .

При уменьшении радиуса поворота появляется отрезок, показывающий необходимость поворота управляемых колес на определенный угол α_3 . Точка a_3 отрезка определяет на оси абсцисс величину разности углов увода задней и передней осей $\delta_B - \delta_A$, а точка a_3 – величину радиуса R_3 .

При дальнейшем уменьшении радиуса R угол поворота α управляемых колес все время возрастает до какого-то определенного значения радиуса поворота, а потом начинает уменьшаться, и в точке пересечения

луча скорости V_4 с кривой $\frac{R_u}{G_a} = f(\delta_B - \delta_A)$ этот угол становится равным

нулю. При дальнейшем уменьшении радиуса $\frac{Z}{R}$ поворота угол α поворо-

та управляемых колес становится отрицательным. Такая закономерность относится ко всем скоростям, которые показаны лучами, наклоненными к оси абсцисс под углом меньшим, чем наклонен первый участок кри-

вой: $\frac{R_u}{G_a} = f(\delta_B - \delta_A)$. Скорость, луч которой совпадает с направлениями

первого участка кривой зависимости удельной боковой силы от разности узлов бокового увода задней и передней оси, делит поле графика на две части – участок, где возможно движение и участок, где наблюдается потеря управляемости.

7.7. Стабилизация управляемых колес автомобиля

Под стабилизацией управляемых колес автомобиля подразумевается их способность стремиться к сохранению нейтрального положения. Это существенно облегчает работу водителя и повышает безопасность движения. При выходе автомобиля из поворота водитель не может сразу установить колеса в нейтральное положение, т. к. не имеет для этого ориентировки. Отметим, что чрезмерно большой стабилизирующий момент заставляет прикладывать к рулевому колесу большее усилие.

Стабилизация управляемых колес обеспечивается тем, что шкворни, вокруг которых поворачиваются колеса, расположены не вертикально, а наклонены в поперечной и продольной плоскости, управляемые колеса имеют угол развала и схождения колес. Управление автомобилем с плохой стабилизацией затруднительно, и движение его неустойчиво, автомобиль постоянно отклоняется в сторону, и водитель вынужден постоянно поддерживать требуемое направления движения.

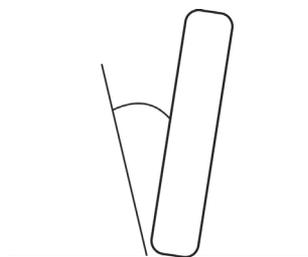


Рисунок 61 – Схема угла наклона шкворня колеса

Поперечный наклон шкворня β позволяет использовать вес автомобиля в качестве стабилизирующего момента. При повороте колес вокруг шкворня, ось которых имеет боковой наклон, передняя часть автомобиля приподнимается. Кроме того, облегчается поворот из-за уменьшения плеча, с расстоянием от точки пресечения оси шкворня с дорогой до середины площади контакта шин с дорогой (рисунок 61).

Следует заметить, что влияние стабилизирующего воздействия веса от поперечного значения β чувствительно только при крутых поворотах колес, когда боковые силы V_a незначительны.

Продольный наклон шкворня X . Продольный наклон шкворня служит для создания плеча для боковых сил, стремящихся вернуть колесо в нейтральное положение при движении автомобиля по криволинейной траектории (рисунок 62).

$$M_y = Y \cdot v_k ; P_b \cdot v = M_{CT} .$$

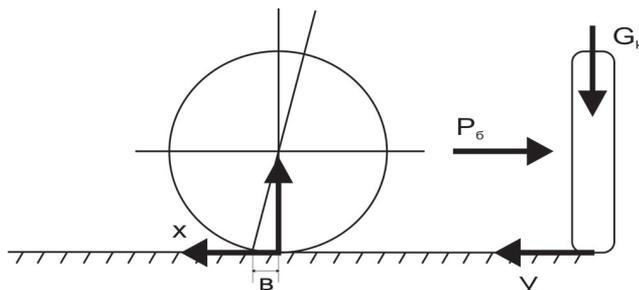


Рисунок 62 – Действие сил на колесо при движении по криволинейной траектории, учитывая наклон шкворня

При действии боковой силы они, действуя через плечо, образуемое углом γ , создают стабилизирующий момент. Увеличение эластичности современных шин приводит к тому, что обуславливаемый ими стабилизирующий момент становится весьма существенным.

Поэтому у современных автомобилей, во избежание чрезмерного увеличения стабилизирующего момента, γ ограничивают.

Угол развала колес α . Угол развала колес α создается для того, чтобы в случае износа поворотных цапф, управляемые колеса не наклонилось в обратную сторону, что при наличии скольжения приводит к повышенному износу.

Кроме того, развал α позволяет уменьшать плечо обкатки, не увеличивая поперечного наклона шкворня.

Угол схождения колес служит для устранения отрицательного влияния угла α – развала.

На рулевую трапецию действует также момент, создаваемый силой водителя, и момент M_{py} , вызываемый трением в рулевом управлении, который всегда противодействует повороту колес. При прямолинейном движении автомобиля моменты на правом и левом колесах взаимно уравновешиваются, стабилизирующий момент равен нулю и стабилизация обеспечивается почти исключительно благодаря моменту M_{py} , препятствующему отклонению колес от нейтрального положения. При выходе из нейтрала автомобиля трение M_{py} , наоборот, ухудшает стабилизацию колес, т. к. препятствует возвращению их в нейтральное положение под действием стабилизирующего момента. Таким образом, M_{py} должен быть большим при малых значениях угла поворота управляемых колес θ , соответствующих прямолинейному движению, и уменьшается по мере его увеличения. Примерная эпюра изменения момента M_{py} показана на рисунке 62.

Как было отмечено, управляемые колеса возвращаются в нейтральное положение под воздействием стабилизирующего момента, возникшего

в результате наклона шкворней поворотных цапф, и поперечной эластичности шин. Допустим, шкворень наклонен в продольном направлении на угол $\gamma_{ш}$, в поперечном – на угол $\beta_{ш}$ и образует с вертикалью угол $\alpha_{ш}$, величина которого связана с углами $\gamma_{ш}$, $\beta_{ш}$ зависимостью:

$$\operatorname{tg} \alpha_{ш} = \sqrt{\beta_{ш}^2 + \gamma_{ш}^2}.$$

На управляемое колесо действуют вертикальные, иногда касательные и при повороте боковые силы, которые в зависимости от углов стабилизации, образуют соответствующие стабилизирующие моменты: M_x , M_y , M_z . Исследования показали, что наибольшую долю стабилизирующего момента составляет момент от боковой реакции $M_y = y r_k$, а стабилизирующий момент от вертикальной нагрузки M_z , в целом, зависит от длины цапфы, которая как правило, все уменьшается. Отметим также, что на эластичное колесо действует и момент от шины $M_{ш}$, возникающий в результате смещения реакций X и Y от центра контакта при уводе колеса:

$$M_{ш} = y \cdot c \pm x \cdot \epsilon_{ш},$$

где c и $\epsilon_{ш}$ – смещения реакций дороги вследствие увода δ .

Наибольшее влияние на стабилизирующий момент $M_{ст}$ оказывает поперечная эластичность шины ($M_{ш}$), и продольный наклон шкворня γ , изменение которых вызывают изменения двух моментов – M_z и M_y .

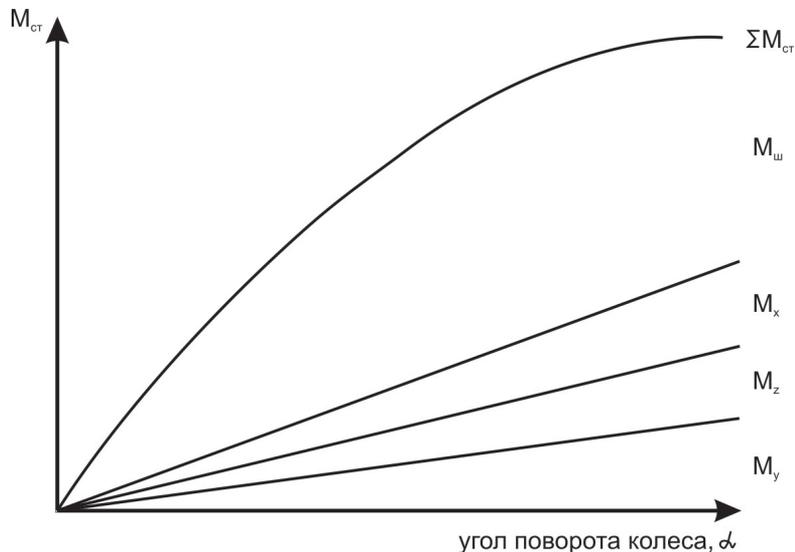


Рисунок 63 – Моменты, действующие на рулевую трапецию, в зависимости от угла поворота колеса: $M_{ст}$ – момент, возникающий в результате действия сил x , y , z от центра контакта; M_x – момент реакции от сил x – тангенциальные; M_y – момент реакции от сил y – боковые; M_z – момент от сил z – вертикальные

Поперечный наклон шкворня заметно влияет только при больших углах поворота управляемых колес, т. е. во время крутых поворотов, когда скорость мала и действие боковых сил незначительно.

Если рассмотреть график стабилизирующих моментов и его составляющих, то он имеет вид, показанный на рисунке 63.

Сложив моменты M_x , M_y , M_z , получим суммарный момент, приложенный к управляемому колесу, а складывая моменты, действующие на оба управляемых колеса, получим общий $M_{\Sigma cm}$, действующий на рулевую трапецию:

$$\sum M_{cm} = M_x + M_y + M_z + M_{ш}.$$

7.8. Колебание колес и осей автомобиля

Управляемые колеса, имеющие дополнительную степень свободы по сравнению с неуправляемыми, при некоторых условиях могут начать колебаться вокруг шкворней. В результате этих колебаний автомобиль будет отклоняться от заданного направления то в одну сторону, то в другую сторону, что при больших скоростях приводит к потере управляемости, увеличивает износ деталей рулевого управления и шин.

Колебание управляемых колес могут возникнуть при движении по неровной дороге вследствие неуравновешенности и эксцентricности колес, а также из-за особенностей рулевого привода.

В процессе движения управляемые колеса могут колебаться вместе с передней осью в вертикальной плоскости и вместе с рулевой трапецией – в горизонтальной плоскости вокруг шкворней.

Колебания могут быть свободными и вынужденными. Вынужденные колебания обусловлены действием не только восстанавливающей и стабилизирующей силы, но и внешне возмущающей силы.

Свободные (собственные) колебания совершает тело под действием восстанавливающей силы – чаще всего силы упругости какого-либо элемента, связанного с колеблющимся телом.

Колебания оси в вертикальной плоскости осуществляются вследствие упругости подвески и шины.

При зависимой подвеске балка заключена между двумя эластичными элементами – шинами. В процессе угловых колебаний передней оси управляемые колеса, наклоняясь, меняют свое положение относительно вертикальной оси. Для определения частоты таких собственных колебаний рассмотрим положение оси в процессе колебаний, определяем угол φ .

В этом положении моменты от рессор и шин стремятся вернуть ось в первоначальное горизонтальное положение (рисунок 64).

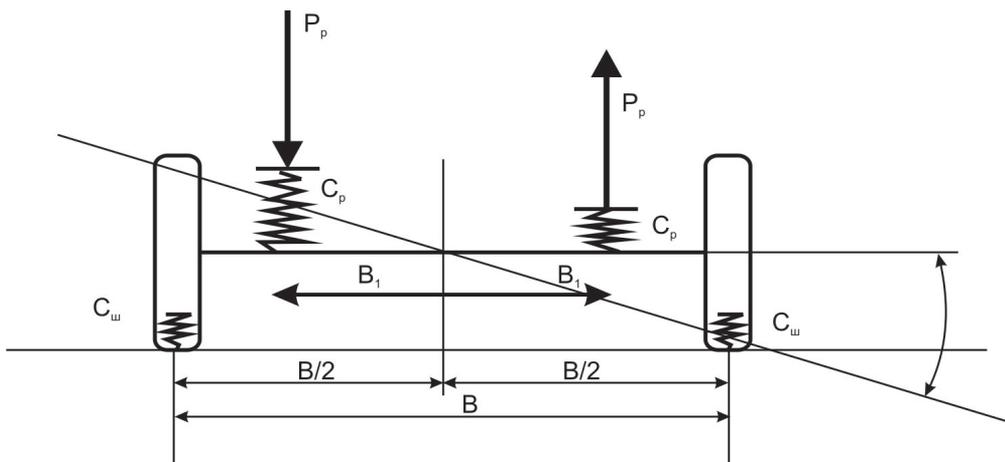


Рисунок 64 – Моменты от рессор и шин, возникающие при движении автомобиля

Моменты от действия рессор:

$$M_p = \frac{B_1}{2} \cdot \psi \cdot C_p \cdot B_1 = \frac{1}{2} \cdot B_1^2 \cdot \psi, \quad (202)$$

где C_p – жесткость рессоры.

Восстанавливающий момент от действия шины:

$$M_u = \frac{1}{2} \cdot B_u^2 \cdot \psi \cdot C_u. \quad (203)$$

Из курса механики известно, что угловая частота собственных колебаний равна:

$$\omega = \sqrt{\frac{C_\psi}{J_M}}, \quad (204)$$

где J_M – момент инерции моста; C_ψ – угловая жесткость системы.

$$C_\psi = \frac{M_p + M_u}{\psi}. \quad (205)$$

Определим угловую частоту собственных колебаний моста в вертикальной плоскости:

$$\omega = \sqrt{\frac{M_p + M_u}{\psi \cdot J}} = \sqrt{\frac{B_1^2 \cdot C_p \cdot \psi + B^2 \cdot C_u \cdot \psi}{2 \cdot \psi \cdot J}},$$

$$\omega = \sqrt{\frac{B_1^2 \cdot C_p + B^2 \cdot C_u}{2 \cdot J}}. \quad (206)$$

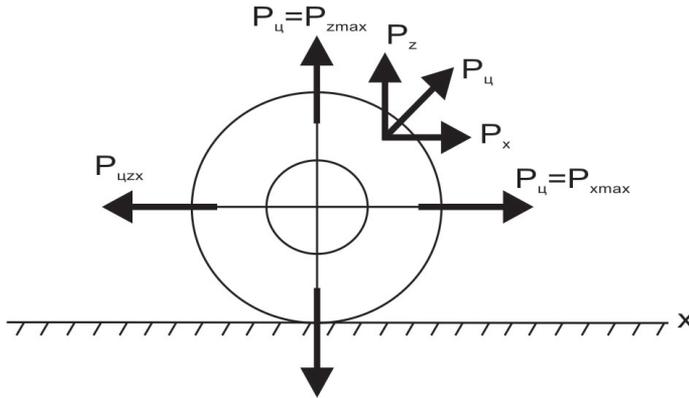


Рисунок 65 – Схема дисбаланса сил, возникающих на колесе при движении автомобиля

Таким образом, угловая частота собственных колебаний переднего моста уменьшается при снижении жесткости рессор и шин, а также при увеличении момента инерции моста.

Силами, которые могут вызвать колебание моста, являются неровности дороги и неуравновешенность колес, несоответствие траектории деталей рулевого привода и точек крепления оси к раме, гироскопический момент.

Поверхность дороги в процессе эксплуатации приобретает волнистый характер, таким образом, со стороны дорог на оси действуют периодические силы, частота которых возрастает с увеличением V_a .

Возмущающие периодические силы могут возникать из-за неуравновешенности колес. При вращении колеса появляется п/б сила, составляющие которой вызывают колебание оси в вертикальной и горизонтальной плоскостях и стремятся повернуть колесо вокруг шкворня.

С увеличением скорости увеличивается $P_{ц}$, следовательно, P_x и P_z для уменьшения колебания колеса при сборке балансируют (рисунок 65).

Наиболее неблагоприятен случай, когда оба колеса не уравновешены и неуравновешенные участки расположены в одной плоскости, но в разные стороны от оси вращения. Тогда моменты складываются, и колебания становятся особенно ощутимыми. Точность балансировки зависит от быстроходности автомобиля.

Возмущающий момент, вызывающий колебание колес, может возникать из-за несоответствия траектории движения конца рычага поворотной цапфы и конца продольной рулевой тяги, закрепленной на сошке.

Несоответствие траектории движения конца рычага поворотной цапфы и конца продольной рулевой тяги имеет место в автомобилях,

у которых передняя часть подвески выполнена на продольных полуэластичных рессорах.

Поэтому, при деформации подвески, несоответствие траекторий движения соединенных деталей приводит к колебаниям колес вокруг шкворней.

Третьей причиной появления сил, вызывающих колебания передних колес вокруг шкворней, является гироскопический момент, возникающий при деформации подвески.

Во время угловых колебаний передней оси управляемые колеса меняют свое положение относительно вертикальной плоскости. Изменение положения оси вращения колес приводит к возникновению гироскопического момента, под действием которого колеса поворачиваются вокруг шкворней, сжимая амортизационные пружины рулевого привода.

Поворот колес вызывает появления второго гироскопического момента, действующего в вертикальной плоскости и стремящегося увеличить перекос оси и наклон колес.

Таким образом, перекос передней оси вызывает угловое колебание колес, которое, в свою очередь, усиливает перекос оси, причем колебательные системы связаны между собой.

Наиболее распространенной для легковых автомобилей является подвеска на поперечных рычагах.

При деформации, чтобы угол развала не изменялся, нужно, чтобы рычаги имели одинаковую длину. Однако при этом изменится колея, увеличивается износ шин из-за поперечного скольжения. Поэтому рычаги подвески делают неодинаковой длины, что уменьшает смещение колеса, уменьшение колеи. Однако при этом изменяется угол развала, а следовательно, плоскость вращения колеса при наезде на препятствие (бугор, яма). Возникший гироскопический момент стремится также повернуть колесо вокруг шкворня.

В настоящее время принято считать, что основным средством уменьшения угловых колебаний остается применение независимых подвесок,

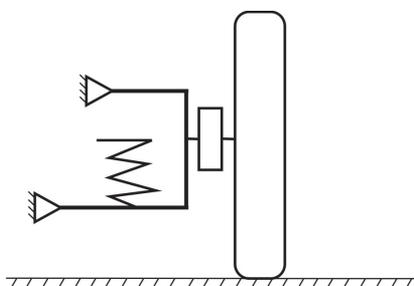


Рисунок 66 – Схема независимой подвески

при которых вертикальное перемещение колес не вызывает большого их наклона (рисунок 66).

Во время испытания управляемых колес на стабилизацию автомобиль движется равномерно по окружности, причем рулевое колесо его повернуто на угол, близкий к максимальному. В некоторый момент водитель отпускает рулевое

колесо и оно, вращаясь, стремится вернуться в нейтральное положение. Однако вследствие сопротивления, оказываемого моментом, рулевое колесо не доходит до нейтрального положения, на какой-то угол. Регистрируя при помощи самописца угол поворота рулевого колеса, получают так называемую кривую стабилизацию. Чем круче наклон этой кривой и чем меньше угол, тем лучше стабилизация управляемых колес.

При определении показателей управляемости автомобиля на дорожном покрытии размечают траектории различного вида (синусоида, круг, восьмерка, смена полосы движения и др.), по которым автомобиль движется с постоянной скоростью. Управляемость автомобиля оценивается по разности углов увода осей и ряду вспомогательных величин. Недостаток методики этих испытаний заключается в большом влиянии, оказываемом водителем на их результаты.

Водители с различной квалификацией, даже одни и те же водители, находящиеся в различном психофизиологическом состоянии – больные, усталые, раздражительные, отдохнувшие и т. д. – по-разному управляют автомобилем.

Для устранения этого недостатка, водителя на испытаниях заменяют автоматом с заданной программой испытаний. Такая замена позволяет исключить влияние водителя и значительно уменьшить разброс экспериментальных точек, повысить достоверность результатов.

Увод шин исследуют на стендах, испытывая каждое отдельное колесо при различных углах его наклона и разных величинах вертикальных и поперечных нагрузок.

При исследовании увода непосредственно на автомобиле на оси колес закрепляют кино- фотоаппарат с объективом книзу так, чтоб границы кадра были параллельны продольной оси автомобиля. Во время движения автомобиля специальные датчики дают отклонения на угол увода.

Для определения увода осей необходимо на середину осей закрепить форсунки, связанные с баком с водой, смешанной с краской, и нанести отметки на дороге при движении по кругу в двух последовательных режимах скорости, и по разности смещений следов определить δ_A, δ_B .

8. ПРОХОДИМОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

Автомобилям приходится работать не только на ровных дорогах с твердым покрытием, но и на грунтовых дорогах, а также по бездорожью при относительно высокой скорости, поэтому они должны обладать достаточной проходимостью.

Однако для различных автомобилей требуется различная проходимость, зависящая от условий эксплуатации. Так, например, междугородные автобусы и легковые автомобили высшего класса предназначены для работы по ровным дорогам с твердым покрытием, и требования к ним минимальные. Грузовые и большинство легковых автомобилей, автобусы малой вместимости эксплуатируются в городах и сельской местности на дорогах с твердым и мягким покрытием, на хороших и плохих дорогах и при бездорожье. В особо тяжелых дорожных условиях работают грузовые автомобили при вывозке урожая, с/х культур, на строительстве, в лесном хозяйстве. В связи с этим требования проходимости к ним иные. Этим автомобилям приходится преодолевать крутые подъемы, водные и иные преграды и др.

Единого критерия оценки проходимости еще нет. Установлено, что проходимость зависит от многих параметров автомобиля, главнейшими из которых являются опорно-тяговые качества и геометрические параметры, а также конструкции отдельных элементов автомобиля: дифференциала, коробки передач и т. д. Кроме того, на проходимость определенно влияют такие свойства, как устойчивость, управляемость и маневренность. Следует отметить, что проходимость зависит и от техники вождения.

По проходимости все автомобили можно разделить условно на три группы:

К первой относят автомобили ограниченной проходимости типа 4×2 , 6×2 ; ко второй группе – автомобили повышенной проходимости 4×4 , 6×6 , 6×4 ; к третьей группе – автомобили высокой проходимости, имеющие специальную компоновку или конструкцию типа 8×8 (четырехосные со всеми ведущими колесами), а также полугусеничные.

По деформации опорной поверхности и степени ее ровности дороги классифицируют на четыре группы: 1 – твердые, ровные; 2 – твердые, неровные; 3 – мягкие с относительно твердым основанием, подслоем; 4 – мягкие и без твердого основания.

Дороги каждой подгруппы обладают своими особенностями, которые отражаются на эксплуатационных свойствах автомобиля: скорости движения, расхода топлива.

Проходимость на мягких дорогах вследствие повышенного коэффициента f и малого коэффициента φ , зависит от опорно-сцепных и тяговых качеств автомобиля. Проходимость автомобиля по неровным дорогам (подъемы, спуски, ямы, канавы, пни) из-за увеличения коэффициента ψ зависит от тяговых качеств автомобиля и его геометрических параметров.

Проходимостью или вездеходностью автомобиля называется его способность безостановочно и по возможности быстро двигаться по неровным и скользким дорогам и в условиях бездорожья.

Проходимость в основном определяется тяговыми и опорно-сцепными, а также геометрическими параметрами автомобиля. Кроме того, на проходимость автомобиля заметно влияют его маневренность, устойчивость, качество подвески, плавность хода и др.

Улучшение проходимости автомобиля по плохим дорогам и бездорожью имеет большое народнохозяйственное значение, т.к. автомобили повышенной проходимости могут работать без существенного снижения производительности в указанных условиях эксплуатации.

8.1. Тяговые и опорно-сцепные параметры автомобиля

Плохие дороги и бездорожье характеризуются, прежде всего, повышенным сопротивлением движению автомобиля. Чтобы преодолеть возросшее сопротивление движению, автомобили должны обладать повышенными тягово-динамическими показателями. Поэтому динамический фактор является одним из важных критериев проходимости. Условие возможности движения имеет вид:

$$\psi \leq D < D_{сц}.$$

Введение демумльтипликаторов – дополнительных коробок передачи, позволяют получить достаточный D – динамический фактор:

$$D_{сц} = \frac{G_{сц}}{G_a} \cdot \varphi \cdot \cos \alpha,$$

где $G_{сц}$ – вес, приходящийся на ведущие колеса; α – угол подъема дороги.

Чтобы реализовать максимальный динамический фактор без буксования колес, необходимо увеличить сцепной вес автомобиля и сцепление шин с дорогой, то есть подобрать нужный рисунок протектора, увеличить число ведущих колес, или сместить центр тяжести к осям ведущих колес.

Так называемый коэффициент сцепного веса, т. е. отношение сцепного веса к полному весу автомобиля составляет: для легковых автомобилей порядка $0,45 \div 0,5$; для обычных грузовых автомобилей $0,65 \div 0,75$, а максимальный динамический фактор D_{max} не превышает $0,35$.

Для автомобилей повышенной проходимости с колесной формулой 4×4 , 6×6 D_{max} составляет $0,6 \div 0,8$, а $K_{\phi} = 1$.

На дорогах с мягким покрытием, как критерий проходимости, принято удельное давление на грунт:

$$P_{уд} = \frac{G_k}{F},$$

где G_k – вес, приходящийся на колесо автомобиля; F – площадь контакта колеса с дорогой.

Для определения F под вывешенное колесо подкладывают копировальную и белую бумагу и опускают колесо. Площадь отпечатка замеряют. Поверхность твердого давления и нагрузка на колесо номинальная. Для неплотных грунтов делают то же самое для требуемых условий. Чем больше погружение колеса, тем больше сопротивление качению (рисунки 67, 68).

Уменьшение удельного давления можно достичь снижением давления в шинах, увеличением профиля и диаметра, применением пневмокотков и арочных шин.

Централизованная система регулирования давления в шинах позволяет во время движения применять его в широком диапазоне, что значительно повышает проходимость автомобиля по мягким грунтам, сокращает затраты времени на накачку и выпуск воздуха из шины.

В общем случае, при движении автомобиля основным фактором, характеризующим его проходимость, является соотношение между

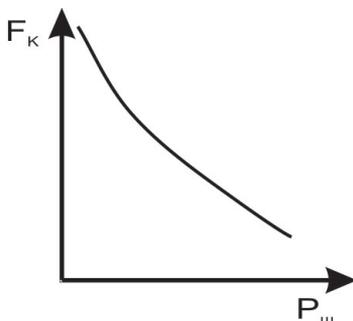


Рисунок 67 – Зависимость площади контакта колеса от давления шины

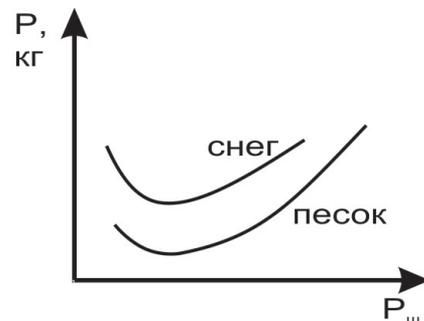


Рисунок 68 – Зависимость площади контакта от давления шины на различном дорожном покрытии

предельной тяговой силой, которая может быть реализована на ведущих колесах, и силой сопротивления движению:

$$P_{m \max} \text{ определяется величиной } D_{\max} = \frac{P_T - P_b}{G_a} \text{ с сцеплением ведущих}$$

колес с дорогой. В большинстве случаев проходимость автомобиля ограничивается недостаточной силой сцепления. Поэтому для оценки проходимости может служить отношение сцепного веса, приходящегося на ведущие колеса автомобиля, к его полному весу. Это отношение получило название коэффициента сцепного веса:

$$K_{\varphi} = \frac{G_{cц}}{G_a}. \quad (207)$$

Примерные значения этого коэффициента в различных конструктивных схемах автомобилей приведены в таблице 15.

Таблица 15 – Примерные значения коэффициента сцепного веса различных конструктивных схем автомобилей

Тип автомобиля	$K_{\varphi} = \frac{G_{cц}}{G_a}$
Легковой автомобиль 4×2	0,5
Грузовой автомобиль 4×2	0,60–0,75
6×4	0,75–0,85
4×4	1,0
6×6	1,0
Тягач 4×2 с прицепом	0,3–0,4

То есть наилучшая проходимость автомобиля, когда все колеса ведущие. А применение прицепов приводит к увеличению веса автопоезда, но не увеличивает сцепной вес, т. е. снижает K_{φ} .

В этом отношении полуприцеп обладает большей проходимостью.

На величину силы сцепления ведущих колес с дорогой большое влияние оказывает рисунок протектора и удельное давление шин на дорогу, которая определяется как отношение нагрузки, приходящейся на колесо на площадь контакта (отпечатка). Эту площадь можно определить, подкладывая бумагу под колеса автомобиля на ровной, твердой горизонтальной площадке.

Современные автомобильные шины оказывают следующее удельное давление на грунт (таблица 16):

$$q = \frac{G_k}{S_k}, \text{ кг / см}^2.$$

Таблица 16 – Примерные значения удельного давления на дорогу

Тип автомобиля	Передние	Задние
Легковые	2,0–2,8	2,2–3,3
Грузовые	2,7–3,3	3,3–4,6

Наиболее часто автомобиль не может преодолеть препятствие из-за буксования ведущих колес вследствие среза выступов грунта элементами шины. Чем больше площадь соприкосновения шины с дорогой, тем больше площадь среза, то есть сила, необходимая для среза:

$$P_{T \max} = G \cdot F, \quad (208)$$

где F – пл. среза; G – максимальное допускаемое напряжение среза.

Таким образом, при движении автомобиля по мягкому грунту следует уменьшать давление в шинах для увеличения F .

Удельное давление в контакте можно определить и аналитически:

$$q = c \cdot P_{ш}, \text{ кг / см}^2,$$

где c – коэффициент, характеризующий жесткость каркаса шин и грунта; $c = 1,05 \div 1,45$, меньшие значения относятся к шинам низкого давления, т. к. при одинаковых давлениях в шинах из-за большей площади контакта удельное давление будет мало (меньше).

Эксплуатационные испытания показали, что арочные шины заметно увеличивают проходимость автомобиля при движении по сухому песку, по глубокому снегу.

Таким образом, для возможности равномерного движения по горизонтальной дороге, в случае отсутствия боковых сил необходимо:

$$P_f + P_\alpha + P_b + P_j \leq P_{T \max} \leq P_{сц}. \quad (209)$$

Допустим, $\gamma = 0$, $\alpha = 0$, силой P_b пренебрегаем, считая, что, если f велико, то V_a невелико, следовательно, $P_b = 0$, т. е.:

$$P_f \leq P_{T \max} \leq P_{сц}. \quad (210)$$

Подставляя значения сил и разделив уравнение на G_a , имеем:

$$\frac{f \cdot G_a}{G_a} \leq \frac{M_e \cdot i_k \cdot i_o}{r_k \cdot G_a} \cdot \eta_T \leq \varphi \cdot \frac{G_2}{G_a} \quad (211)$$

или

$$f \leq \frac{M_e \cdot i_k \cdot i_o}{r_k \cdot G_a} \cdot \eta_T \leq \varphi \cdot K_\varphi; \quad (212)$$

для автомобилей со всеми ведущими колесами, где $K_\varphi = 1$

$$f \leq \frac{M_e \cdot i_k \cdot i_o}{r_k \cdot G_a} \cdot \eta_T \leq \varphi. \quad (213)$$

Следует отметить, что если увеличение диаметра и ширины профиля примерно одинаково влияет на сопротивление качению, то при колесах большого диаметра заедание неровностей опорной поверхности становится менее вероятным. Однако повышение $h_{\text{ит}}$ при этом ухудшает устойчивость автомобиля.

Наряду с уменьшением сопротивления движению для обеспечения проходимости нужно увеличить максимальную удельную силу тяги автомобиля:

$$\frac{P_{T \max}}{G_a} = \frac{M_e \cdot i_k \cdot i_o}{r_k \cdot G_a} \cdot \eta_T. \quad (214)$$

Таким образом, ограничивая полный вес автомобиля для автомобиля повышенной проходимости, не только увеличиваем D_{\max} , но и заметно уменьшаем силу сопротивления качению f , особенно для мягких грунтов.

При преодолении подъема на величину max тяговой силы, большое влияние оказывает расположение центра тяжести автомобиля. При равномерном движении $i_{\max}, j = 0, V_a$ – невелик, $P_b = 0$.

То есть

$$\sum P_{xx} = 0,$$

$$P_{T \max} = \varphi \cdot R_2,$$

$$P_{T \max} = P_\alpha$$

или

$$G_a \cdot \sin \alpha P = \varphi \cdot R_2,$$

$$\varphi \cdot \left(\frac{G_a \cdot \cos \alpha \cdot a + G_a \cdot \sin \alpha \cdot h_{\text{ум}}}{Z} \right) = G_a \cdot \sin \alpha,$$

$$\varphi \cdot (G_a \cdot \cos \alpha \cdot a + G_a \cdot \sin \alpha \cdot h_{\text{ум}}) = Z \cdot G_a \cdot \sin \alpha.$$

Разделив обе части уравнения на $G_a \cos \alpha$, получим:

$$R_2 = \frac{G_a \cdot \sin \alpha \cdot h_{ум} + G_{np} \cdot \sin \alpha \cdot h_{np} + G_a \cdot \cos \alpha \cdot a}{Z}.$$

Решая систему уравнений после подставления, получим:

$$\begin{aligned} \phi \cdot (G_a \cdot \sin \alpha \cdot h_{ум} + G_{np} \cdot \sin \alpha \cdot h_{np} + G_a \cdot \cos \alpha \cdot a) = \\ = Z \cdot (G_a \cdot \sin \alpha + G_{np} \cdot \sin \alpha) \end{aligned}$$

Разделив обе части на $G_a \cos \alpha$, и обозначив отношение

$$\frac{G_{np}}{G_a} = K_{np},$$

уравнение перепишем как

$$\phi \cdot (tg \alpha \cdot h_{ум} + \frac{G_{np}}{G_a} \cdot tg \alpha \cdot h_{np} + a) = Z \cdot (tg \alpha + \frac{G_{np}}{G_a} \cdot tg \alpha);$$

$$\phi \cdot a = tg \alpha \cdot [Z + K_{np} \cdot Z - \phi \cdot h_{ум} - K_{np} \cdot h_{np} \cdot \phi];$$

$$tg \alpha = \frac{\phi \cdot a}{Z \cdot (1 + K_{np}) - \phi \cdot (h_{ум} + K_{np} \cdot h_{np})}. \quad (218)$$

Для автомобиля со всеми ведущими колесами с прицепами:

$$P_{T \max} = \phi \cdot G_a \cdot \cos \alpha,$$

$$P_{T \max} = G_{np} \cdot \sin \alpha + G_a \cdot \sin \alpha.$$

Решая систему уравнений, получим:

$$\phi \cdot G_a \cdot \cos \alpha = G_{np} \cdot \sin \alpha + G_a \cdot \sin \alpha.$$

Разделив на $G_a \cos \alpha$ обе части уравнения, получим:

$$\phi = tg \alpha \cdot [K_{np} + 1], \quad (219)$$

$$tg \alpha = \frac{\phi}{K_{np} + 1}.$$

8.2. Влияние трансмиссии на проходимость автомобиля

Большое влияние на проходимость автомобиля оказывает конструкция трансмиссии. Так, например, при наличии гидромукты или гидротрансформатора тяговая сила на ведущих колесах нарастает довольно плавно, что уменьшает вероятность среза грунта, улучшает условия сцепления.

Другим механизмом трансмиссии, влияющим на проходимость автомобиля, является дифференциал. Крутящий момент с корпуса межколесного дифференциала передается на сателлиты и распределяется приблизительно поровну между полуосевыми шестернями.

Это свойство дифференциала приводит к тому, что при разном сцеплении колес с грунтом может буксовать колесо, имеющее сцепление. Это колесо может передавать лишь небольшую тяговую силу, соответствующую худшим условиям сцепления. Поэтому другое колесо может передавать такую же тяговую силу P_T .

Например, если $P_{Тлев} \succ P_{Тпр}$, то суммарная тяговая сила будет:

$$\sum P_{T \max} = 2P_{Tпр}.$$

При отсутствии дифференциала тяговая сила могла быть равной:

$$\sum P'_{T \max} = P_{Тлев} + P_{Тпр},$$

$$\sum P'_{T \max} \succ \sum P_{T \max}. \quad (220)$$

В действительности, в подшипниках сателлитов, на поверхностях соприкосновения их с корпусом, в зацеплении с полуосевыми шестернями имеется трение. Это трение несколько изменяет распределение момента по полуосям при их относительном вращении.

При прямолинейном движении автомобиля $M_1 = M_{пр} + M_{лев}$, сателлиты неподвижны.

Если момент трения в дифференциальной коробке обозначить через M_2 , т. е. при повороте автомобиля или при буксовании одного из колес

$$M_1 - M_2 = M_{пр} + M_{лев},$$

то мощность трения при вращении полуосей с равными числами оборотов $n_{лев}$, $n_{пр}$ выразится формулой:

$$N_{пр} = \frac{M_2 \cdot (n_{лев} - n_{пр})}{716,2}, \text{ л.с.};$$

$$N_1 = \frac{M_1 \cdot n_1}{716,2}, \text{ л.с.};$$

$$N_{лев} = \frac{M_{лев} \cdot n_{лев}}{716,2}, \text{ л.с.};$$

$$N_{пр} = \frac{M_{пр} \cdot n_{пр}}{716,2}, \text{ л.с.}; \quad (221)$$

$$N_1 - N_2 = N_{np} + N_{лев};$$

$$M_1 \cdot n_1 - M_2 \cdot (n_{лев} - n_{np}) = M_{np} \cdot n_{np} + M_{лев} \cdot n_{лев};$$

$$n_1 = \frac{n_{лев} + n_{np}}{2};$$

$$n_{лев} + n_{np} = 2n_1.$$

Подставляя значение $n_1 = \frac{\Pi_{np} + \Pi_{лев}}{2}$ в уравнение баланса мощности на дифференциальной коробке, и после ряда преобразований имеем:

$$\frac{M_1}{2} \cdot (n_{лев} + n_{np}) - M_2 \cdot (n_{лев} - n_{np}) = M_{np} \cdot n_{np} + M_{лев} \cdot n_{лев}.$$

При этом имелось в виду, что $n_1 = \frac{\Pi_{np} + \Pi_{лев}}{2}$.

При блокировке правых или левых колес получим, если

$$n_{np} = 0, n_{лев} = 0,$$

$$n_{лев} = 2n_1, n_{np} = 2n_1.$$

или подставляя значение $n_{np} = 0, n_{лев} = 2n_1$, уравнение перепишем как

$$\frac{M_1}{2} \cdot (2n_1) - M_2 \cdot (2n_1) = M_{лев} \cdot 2n_1,$$

и после преобразования получим:

$$M_{лев} = \frac{M_1}{2} - M_2 \text{ — левое обгоняющее колесо.} \quad (222)$$

При преобразовании имеем в виду, что

$$M_{np} = \frac{M_1}{2} + M_2, \quad (223)$$

есть правое отстающее колесо. То есть при остановке одной из полуосей другая работает с числом оборотов, вдвое больше, чем коробка дифференциала.

Таким образом, для реального дифференциала справедливы соотношения:

$$M_{обг} = 0,5 \cdot M_1 - M_{np};$$

$$M_{ост} = 0,5 \cdot M_1 + M_{np}. \quad (224)$$

Изменяя величину трения в дифференциале можно изменять и соотношение моментов на полуосях. Колесо, которое буксует, обычно имеет большую скорость вращения. Для увеличения суммарной силы тяги нужно стремиться увеличить $M_{тр}$. Величину $M_{тр}$ в дифференциале удобно оценивать коэффициентом распределения по полуосям:

$$K_p = \frac{M_{осм}}{M_{обз}}$$

Для шестереночных дифференциалов этот коэффициент равен $K_p = 1,05-1,20$, меньшее значение относится к цилиндрическим дифференциалам, большее – к коническим дифференциалам, для кулачковых дифференциалов – 3–6 радиально расположенных сухарей, для кулачковых дифференциалов с осевым расположением сухарей – $5 \div 10$, для червячных дифференциалов – $8 \div 15$.

Для блокирующихся и самоблокирующихся дифференциалов, при разных скоростях вращения полуосей, весь момент передается через отстающую полуось. То есть увеличивая K_p , можно повысить проходимость. Однако при проектировании дифференциалов нужно учитывать, что при чрезмерном увеличении трения в дифференциале возникают дополнительные нагрузки, что увеличивает потери на трение, уменьшает общий КПД агрегата в целом.

В простых дифференциалах трение невелико, и суммарная сила тяги увеличивается на 4–6 %. В червячных и кулачковых дифференциалах, устанавливаемых на автомобилях повышенной и высокой проходимости, трение значительно больше, поэтому суммарная сила тяги увеличивается на 10–15 %. Применение дифференциалов с принудительной блокировкой (выключение дифференциалов с работы) позволяет улучшить проходимость автомобиля. Суммарная сила тяги увеличивается на 20–25 %, т. к. разница коэффициентов сцепления у правого и левого колеса сравнительно невелика.

Преимуществом самоблокирующегося дифференциала с муфтами свободного хода является такое распределение момента, при котором обеспечивается максимально возможная тяговая сила при любом соотношении коэффициентов сцепления колес с дорогой.

Самоблокирующийся дифференциал улучшает проходимость автомобиля по скользким грунтам, т. к. действует автоматически, и при попадании одного из колес на дорогу с низким ϕ , позволяет преодолеть этот участок, не теряя запасенной кинетической энергии.

8.3. Влияние размеров колеи на передних и задних колесах на проходимость

При движении по неплотному грунту или снегу сопротивление движению автомобиля увеличивается за счет работы, затрачиваемой на деформацию грунта и образование колеи. Чем больше остаточные деформации грунта после прохождения по нему автомобиля, тем, следовательно, большая работа затрачивается автомобилем для движения по данному участку.

Опыт эксплуатации и испытаний автомобилем показывает, что при движении по неплотному грунту или снегу проходимость автомобилей в большой степени зависит от совпадения следов передних и задних колес. При полном совпадении этих следов передние колеса уплотняют грунт и сводят к минимуму сопротивление качению задних и ведущих колес.

Чем больше несовпадение следов, тем больше сопротивление качению задних колес, которым приходится затрачивать дополнительное усилие для расширения следов передних колес, разрушая при этом уплотнение края колеи.

Поэтому у автомобилей повышенной проходимости наиболее современной конструкции применяется одинарный шаг задних колес, при одинаковой ширине колеи колес всех осей.

Степень совпадения следов передних и задних колес автомобиля может быть выражена как

$$\eta_c = \frac{a}{b},$$

где η_c – коэффициент совпадения следов; a – ширина следа за передним колесом; b – ширина следов после прохождения задних и передних колес.

8.4. Геометрические параметры проходимости

Проходимость автомобиля в условиях пересеченной местности характеризуется его геометрическими параметрами, определяющими возможность движения по неровностям пути, не задевая их.

К геометрическим параметрам проходимости относятся следующие.

1. *Продольный и поперечный радиусы проходимости.* Эти параметры определяют величину выпуклости мостов, переездов, высоту препятствий, которые автомобиль может проехать без задевания. Эти радиусы могут быть определены по эскизу, выполненному в масштабе.

$R_{\text{прод}}$ – продольная проходимость, находится по окружности, проведенной через точки контакта передних и задних колес и через низшую точку.

$R_{\text{попер}}$ – находится на окружности, проведенной касательной к трем точкам контакта правых и левых колес и низшую точку соответствующей оси.

Уменьшение радиусов $R_{\text{прод}}$, $R_{\text{попер}}$ достигается сокращением базы α и β колеи, приближением низших точек к колесам, осям.

2. *Наименьшие расстояния между низшими точками автомобиля и опорной поверхностью.* Они определяют возможность проезда автомобиля над неровностями без задевания их. Эти точки определяются при непосредственном измерении при полностью нагруженном автомобиле. Наиболее часто эти расстояния измеряются под передней осью h , под коробкой или трансмиссионным тормозом h_2 и под серединой задней оси h_3 .

Дорожный просвет – это есть расстояние h между низшими точками автомобиля и плоскостью дороги, характеризующее возможность движения автомобиля без задевания сосредоточенных препятствий.

У легковых автомобилей типа 4×2 , обычно $h = 170\text{--}200$ мм, у легковых типа 4×4 , $h = 210\text{--}220$ мм, у грузовых автомашин типа 4×2 , $h = 245\text{--}260$ мм, у грузовых автомашин типов 4×4 , 6×6 , $h = 260\text{--}310$ мм, у специальных автомобилей $h = 500$ мм и более.

3. *Передний α_1 и задней α_2 углы проходимости показывают максимально возможные углы въезда и съезда.* Они определяются непосредственно или по эскизу путем приведения касательных к окружности переднего или заднего колеса через наиболее выступающие вниз точки соответственно передней или задней частях автомобиля.

Углы проходимости:

у легковых автомобилей типа 4×2 $\alpha_1 = 20\text{--}30$
 $\alpha_2 = 15\text{--}20^\circ$

у грузовых автомобилей типа 4×2 $\alpha_1 = 40\text{--}60^\circ$
 $\alpha_2 = 19\text{--}43^\circ$

у автомобилей типов 4×4 , 6×6 $\alpha_1 = 45\text{--}50$
 $\alpha_2 = 35\text{--}40$.

4. *Радиусы поворота или радиусы горизонтальной проходимости $R_{\text{н}}$, $R_{\text{вн}}$ являются параметрами, определяющими ширину дороги на повороте и максимальную величину, допускающую движение автомобиля.*

Они измеряются при максимальном угле поворота управляемых колес. Радиусы поворота определяются по траектории движения переднего внешнего и заднего внутреннего колеса и для точек, наиболее близких к центру и наиболее удаленных от него.

Ширина проезжей части определяется, как разность:

$$R_H - R_{вн} + a + e = Ш.$$

Радиусы поворота $R_{вн}$, R_H могут быть замерены при движении автомобиля по кругу непосредственным размером.

5. *Высота центра тяжести автомобиля $h_{цт}$* влияет на распределение нормальных реакций по колесам при разгонах и торможениях, а также при наклонах автомобиля, что отражается на сцепном весе, а следовательно, и на $P_{m\max} \cdot h_{цт}$, и может быть определена взвешиванием автомобиля в наклоненном положении; замеряются: G_B – нагрузка на заднее колесо; α – угол наклона.

Составим уравнение относительно оси передних колес:

$$\sum M_0 = 0,$$

$$G_B \cdot Z \cdot \cos \alpha - G_a \cdot a \cdot \cos \alpha + G_a \cdot \sin \alpha \cdot h_0 = 0,$$

$$G_B \cdot Z \cdot \cos \alpha - G_a \cdot a \cdot \cos \alpha = G_a \cdot \sin \alpha \cdot h_0. \quad (225)$$

Разделим обе части уравнения на $G_a \sin \alpha$, тогда уравнение можно записать как

$$h_0 = \frac{G_B}{G_a} \cdot Z \cdot \operatorname{ctg} \alpha - a \cdot \operatorname{ctg} \alpha,$$

в этом случае высота расположения центра тяжести $h_{цт}$ определяется с учетом статического радиуса колеса r_{cm} :

$$h_{цт} = h_0 + r_c = \left(\frac{G_B}{G_a} \cdot Z - a \right) \cdot \operatorname{ctg} \alpha + r_c,$$

где r_c – статический радиус колеса.

При определении $h_{цт}$ нужно иметь в виду, что при больших углах наклона вследствие различной деформации передней и задней подвески и шин, рама вместе с кузовом наклонится на больший угол чем α , и положение центра тяжести изменится. Поэтому для уменьшения возможной ошибки, автомобиль следует наклонить на угол, не превышающий 10–15°, или заклинить подвески, повысить давление в шинах до максимального возможного. Затем замер повторить, поставив автомобиль на весы другими колесами.

6. *Сцепной вес автомобиля и распределение его по осям* определяют взвешиванием автомобиля на платформенных весах. При этом автомобиль должен находиться в состоянии эксплуатационной готовности, то есть быть полностью заправлен топливом, нагружен грузом, инструментами,

запасным колесом. Автомобиль устанавливается строго горизонтально, то есть

$$G_a = G_1 + G_2.$$

Полученные значения, приходящиеся на оси, позволяют определить продольное положение тяжести из известных соотношений:

$$G_1 = G_a \cdot \frac{b}{Z},$$

$$G_2 = G_a \cdot \frac{a}{Z}, \quad (226)$$

где

$$a = \frac{G_2}{G_a} \cdot Z,$$

$$b = \frac{G_1}{G_a} \cdot Z.$$

В таблице 17 приведены некоторые средние параметры проходимости (ориентировочные) автомобилей общего назначения.

Таблица 17 – Средние параметры проходимости автомобилей

Параметры автомобиля	Просвет, мм	м	Углы проходимости	
			въезда	съезда
Легковые	150 220	3 ÷ 8	20–30	15–20
Грузовые	250 350	2,5 ÷ 6	40–60	25–45
Автобусы	220 300	4 ÷ 9	16–40	10–20

8.5. Преодоление автомобилем препятствий

Проходимость автомобиля определяется также его способностью преодолевать препятствия. Дорожными препятствиями являются ямы, канавы, бугры, бревна, лежащие поперек.

Ведомые передние колеса преодолевают препятствия хуже, чем задние ведущие. Ведомое – стремится упираться в препятствие, а ведущее – стремится перекатиться через него. Рассмотрим для примера прямоугольное препятствие (худшее) (рисунок 70).

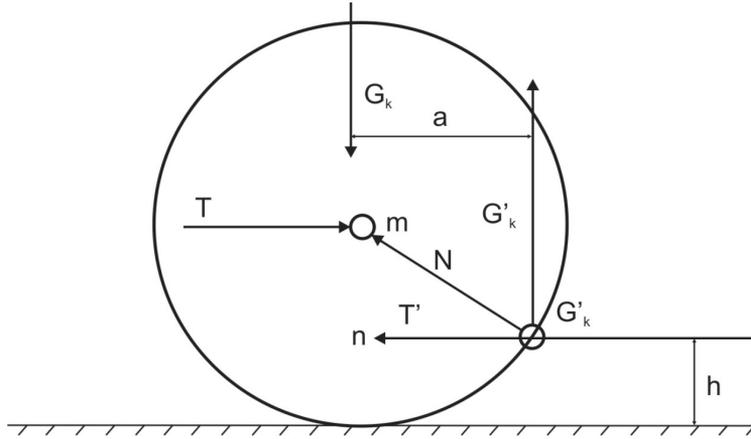


Рисунок 70 – Силы, действующие на колесо при преодолении препятствия

На колесо действует G_k – вертикальная нагрузка, T – горизонтальное толкающее усилие, необходимое для преодоления препятствия.

В точке A возникает равнодействующая N , являющаяся реакцией препятствия.

Уравнение моментов относительно точки A :

$$\sum M_a = 0,$$

$$G_k \cdot a = T \cdot (r_k - h). \quad (227)$$

Из подобия треугольников AOB , A^{mn} можем заключить:

$$\frac{AB}{OA} = \frac{An}{Am}$$

или

$$\frac{a}{r_k} = \frac{T'}{N}.$$

Подставив значения в уравнение равновесия, имеем:

$$G_k \cdot r_k \cdot \frac{T'}{N} = T \cdot (r_k - h). \quad (228)$$

Имея в виду, что $G_k = G'_k$, $T = T'$, уравнение перепишем:

$$(r_k - h) = G_k \cdot r_k \cdot \frac{1}{N}$$

или

$$h = r_k - G_k \cdot r_k \cdot \frac{1}{N}. \quad (229)$$

Вводя обозначение h , имея в виду $N = \sqrt{G_k^2 + T^2}$, запишем:

$$h = r_k \cdot \left(1 - \frac{G_k}{\sqrt{G_k^2 + T^2}}\right). \quad (230)$$

Отсюда определяется величина толкающего усилия, необходимого для преодоления препятствия при известном h .

Второй способ определения h :

$$h = r_k - OB,$$

$$\sin \alpha = \frac{OB}{OA},$$

$$\sin \alpha = \frac{OB}{r_k},$$

$$OB = r_k \cdot \sin \alpha.$$

Таким образом,

$$h = r_k - r_k \cdot \sin \alpha,$$

$$h = r_k \cdot (1 - \sin \alpha),$$

$$\sin \alpha = \frac{G_k}{N},$$

$$h = r_k \cdot \left(1 - \frac{G_k}{\sqrt{G_k^2 + T^2}}\right). \quad (231)$$

Из последнего равенства следует, что максимальная высота порога, преодолеваемого ведомыми колесами, не может быть больше их радиуса, так как даже при $h = r_k$ необходима бесконечно большая тяговая сила. Сила T возникает от действия тяговой силы на ведущих колесах и ограничена с одной стороны мощностью двигателя, а с другой – условиями сцепления с дорогой шин.

Практически высота порога максимальная:

$$h_{\max} = (0,35 - 0,65) \cdot r_k.$$

В случае преодоления порогового препятствия передними ведущими колесами, h может быть увеличена из-за действия тягового момента (рисунок 71). От тягового момента возникает тяговая сила P_T , которую можно разделить на две составляющие: P'_T, P''_T , где P'_T – уменьшает сопротивление движению; P''_T – способствует подъему колес.

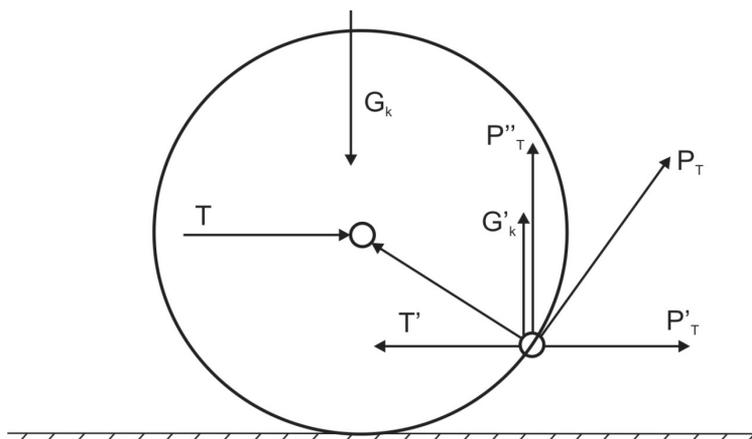


Рисунок 71 – Силы, действующие на колесо при преодолении препятствия передним ведущим колесом

Спроектировав все силы на вертикальную к горизонтальную оси, получим:

$$T = T' - P'_T \text{ – толкающие силы;}$$

$$G_k = G'_k + P'_T \text{ – подъемные силы.} \quad (232)$$

Выведенные формулы справедливы для $V_a = \text{const}$, порог прямоугольный. h может быть больше, если автомобиль движется с ускорением. Однако при этом возникают динамические нагрузки, которые могут вызывать поломку деталей ходовой части или трансмиссии.

8.6. Экспериментальная оценка проходимости

Методика экспериментальной оценки проходимости автомобилей еще недостаточно разработана. Трудность ее разработки заключается в том, что проходимость должна оцениваться применительно к определенным условиям бездорожья (грязь, песок, снег, пересеченная местность), которые могут быть довольно разнообразными по своим свойствам.

В настоящее время применяются следующие методы для оценки проходимости автомобилей:

а) *метод эталонного маршрута*. В эталонный маршрут входят участки: песчаные, заболоченные, лесистые, горные, броды, булыжное шоссе, проселочные дороги и небольшие участки хорошего шоссе.

Автомобили имеют номинальную нагрузку, водители – средней квалификации.

б) *метод длительных испытаний.* При длительных дорожных испытаниях следует подбирать маршруты так, чтобы они охватывали все основные районы страны.

Замеряются: число застреваний, V_{cp} , число переключений, G_T топлива, глубина и ширина рвов, преодолеваемых и др.

в) *метод оценки проходимости по отдельным параметрам.* По отдельным параметрам проводят сравнение следующих показателей: D_{max} на I и высшей передаче, удельная мощность при полном весе:

$$N_{y0} = \frac{N_e}{G_a}, \frac{л.с.}{T}.$$

Удельное давление на отдельную поверхность.

г) *метод предварительной оценки проходимости с помощью моделирования.*

В последнее время используются следующие критерии проходимости:

а) (Бронштейна и Безбородовой):

$$C = \frac{q_{cp}}{G_0} \cdot \frac{V_{cp}}{V_{max}}; \quad (233)$$

б) Фактор проходимости (предложен Чепурным):

$$\Pi = \frac{q_{cp}}{G_0} \cdot V_{cp}; \quad (234)$$

по рекомендациям (НАМИ):

$$\Pi = \frac{\frac{q_{cp}}{q} \cdot \frac{L_S}{L}}{\frac{t_S}{t} \cdot \frac{Q_S}{Q}}$$

или

$$\Pi = \frac{q_{cp}}{q} \cdot \frac{L_S}{L} \cdot \frac{t}{t_S} \cdot \frac{Q}{Q_S}, \quad (235)$$

где q_{cp} – вес полезного груза; L_S – длина испытательного труднопроходимого участка; t_S – время прохождения по труднопроходимым участкам; Q_S – расход топлива на труднопроходимых участках; L – время прохождения участка с твердым покрытием; Q – расход топлива на участке с твердым покрытием.

9. ТОПЛИВНАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ

Одним из важнейших эксплуатационных свойств автомобиля является его топливная экономичность. Она оценивается расходом топлива, отнесенного к длине пройденного пути. Для грузовых автомобилей принято относить расход топлива к единице выполненной транспортной работы.

Топливо является важнейшим эксплуатационным материалом, который потребляется автотранспортом в большом количестве. Стоимость топлива составляет 20–30 % всех затрат на перевозки. Поэтому нужно использовать топливо с максимальной эффективностью, не допуская неоправданных его затрат и потерь.

Так как расход топлива в условиях эксплуатации автомобилей зависит от многих факторов, топливная экономичность автомобиля выражается средней цифрой для определенных эксплуатационных условий. Она учитывает, кроме расхода топлива на маршрутах, расход топлива на прогрев, пуск, маневрирование автомобиля, работу на холостом ходу, на стоянках.

Расчетное определение расхода весьма затруднительно. Расчетным путем можно определить расход топлива для: установившегося движения, при разгоне, при импульсном движении. Расход топлива для автомобилей обычно устанавливают при пробеговых испытаниях с учетом статических данных расхода топлива при эксплуатации большого числа автомобилей с соответствующей поправкой.

9.1. Измерители топливной работы экономичности

Общая экономичность работы автомобильного транспорта зависит от типов эксплуатационных автомобилей, их производительности, расхода топлива, смазочных материалов, зарплаты обслуживающего персонала, метода организации, ТО и ремонта, расхода на погрузку и др.

В теории автомобиля рассматриваются лишь вопросы топливной экономичности автомобиля в зависимости от условий движения по дороге и скорости движения. Для оценки экономичности двигателя принят удельный расход топлива, то есть расход топлива в граммах на одну лошадиную силу в час, то есть

$$g_e = \frac{G_T}{N_e} \cdot 1000, \frac{\text{г}}{\text{л.с} \cdot \text{ч}}, \quad (236)$$

где G_T – часовой расход топлива, кг/час; N_e – эффективная мощность двигателя, л.с.

Однако данный показатель не может служить для оценки экономичности автомобиля в целом, т. к. не может учитывать тягово-конструктивные качества автомобиля и дорожные условия.

Поэтому для (легковых) автомобилей принят расход топлива в кг на 100 км пути.

Расход топлива можно подсчитать, если часовой расход топлива V_a известны:

$$Q \frac{\text{кг}}{100} = G_T \frac{1000}{V_a}, \frac{\text{кг}}{100}, \quad (237)$$

где $\frac{100}{V_a}$ – время в часах, затраченное на 100 км пути.

Для грузовых автомобилей правильнее оценивать топливную экономичность автомобиля по расходу топлива, отнесенного к единице транспортной работы:

$$Q = \frac{Q_T}{W_T}, \quad (238)$$

$$Q = \frac{G_T}{q \cdot \beta \cdot l_T \cdot \gamma_T}, \quad (239)$$

где W – объем транспортной работы выполненной за время t ; l_t – общий пробег автомобиля за время t час; Q_t – расход топлива за время t час.

Допустим, $t = T_H = 8,2$ час, $\gamma = 1,0$, $G_m = 26$ кг/м, $l = S_{cc} = 200$ км, $\beta = 0,6$, $q = 3$ т.

Уравнение расхода топлива

В общем случае движения, наиболее легко замерить расход топлива кг/г, если известны: g_e , V_a , N_e .

При скорости движения V_a , расход топлива на 100 км составит:

$$Q \frac{\text{кг}}{100} = G_T \frac{1000}{V_a}, \frac{\text{кг}}{100}.$$

Нам известно, что

$$g_e = G_T \frac{1000}{N_e}.$$

Откуда

$$G_T = g_e \cdot \frac{N_e}{1000}, \frac{\text{кг}}{\text{ч}}, \quad (240)$$

$$Q = g_e \cdot \frac{N_e}{1000} \cdot \frac{100}{V_a} = \frac{g_e \cdot N_e}{10 \cdot V_a}. \quad (241)$$

Если выразить мощность двигателя через мощности, затрачиваемые на силы сопротивления движению, исходя из мощностного баланса, то можно записать:

$$N_e = \frac{N_f + N_\alpha + N_\epsilon + N_l}{\eta_T}.$$

9.2. Топливо-экономическая характеристика автомобиля

Для того чтобы иметь полное представление об экономичности автомобиля, необходимо построить графическую зависимость измерителя экономичности Q_s от скорости движения при различных значениях коэффициента суммарного сопротивления дороги. Такая зависимость носит название экономической характеристики автомобиля (рисунок 72).

На графике верхняя кривая, ограничивающая экономическую характеристику, представляет собой зависимость расхода топлива от скорости движения при полном закрытии дросселя ($B = 100\%$).

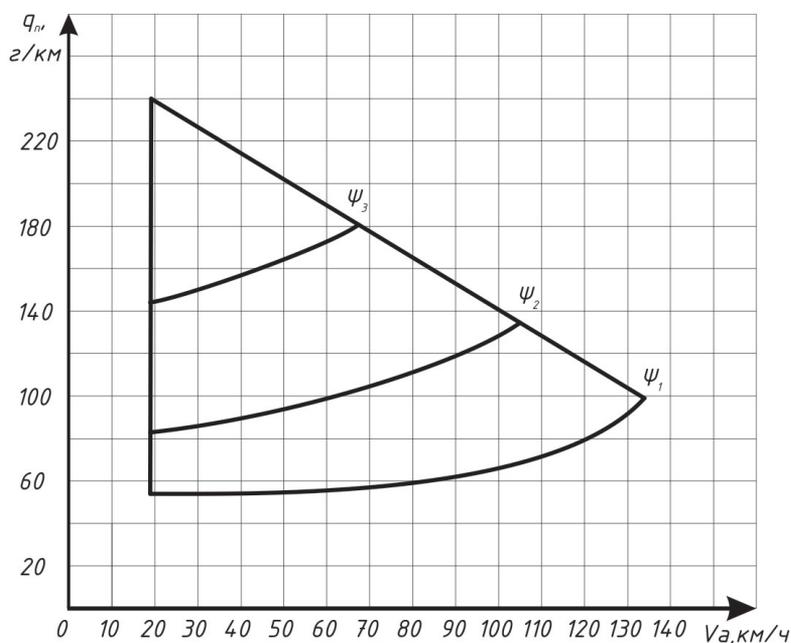


Рисунок 72 – Топливо-экономическая характеристика автомобиля

Для построения экономической характеристики по данным ходовых испытаний автомобиля, участки дороги нужно выбрать достаточной протяженности, но не менее 1 км, с постоянным и известным коэффициентом суммарного сопротивления.

Путь движения определяется по спидометру. При времени t , расходе топлива $q_{\Delta t}$:

$$\frac{Q}{100} = 3,6 \cdot \frac{q \cdot \Delta t}{t}. \quad (242)$$

Затем определяется расход топлива на 100 км. Такой метод построения экономической характеристики является наиболее простым и дает достаточно точные результаты.

Однако выбрать для испытания ряд участков с различными, но постоянными в пределах каждого участка сопротивлениями, весьма затруднительно.

При испытании грузовых автомобилей указанные затруднения могут быть обойдены, если учесть, что на силу сопротивления качению в одинаковой мере влияют Ψ и G_a :

$$P_{\psi} = \psi \cdot G_a.$$

То есть, изменяя вес автомобиля на одном и том же участке, можно получить разные силы сопротивления, соответствующие разным значениям Ψ :

$$\psi_1 = \psi \cdot \frac{G'_a}{G_a},$$

$$\psi_2 = \psi \cdot \frac{G''_a}{G_a},$$

$$\psi_n = \psi \cdot \frac{G^n_a}{G_a}.$$

На горизонтальном участке пути $\Psi = f$:

$$\psi_1 = f_1 \cdot \frac{G'_a}{G_a},$$

$$\psi_2 = f_2 \cdot \frac{G'_a}{G_a},$$

$$\psi_n = f_n \cdot \frac{G^n_a}{G_a}.$$

9.3. Построение топливно-экономической характеристики по результатам испытания двигателя

1-й способ

В процессе стендовых испытаний замеряют часовой расход топлива, число оборотов коленчатого вала, показания электрического тормоза. Испытания проводят для различных углов открытия дроссельной заслонки.

После снятия кривых мощностей для различных углов открытия дросселя, задавшись сопротивлением дороги $f+i$, определяют величину мощностей, необходимых для движения автомобиля:

$$N_e \cdot \eta_T = N_f + N_\alpha + N_b + N_j,$$

т. е. строят кривую изменения мощности по скорости движения. Точки пересечения этой кривой с кривыми мощности при разных β определяют максимальные скорости движения автомобиля при каждом открытии дросселя. Зная часовые расходы Q_s л/100, G_m , легко построить расход топлива на 100 км пути.

Полная экономическая характеристика получается повторением указанных выше построений для нескольких значений и для других передач.

2-й способ

По данным стендовых испытаний двигателя расчетным путем определяют расход топлива при установившемся движении при различных ψ .

9.4. Расход топлива при неустановившемся движении автомобиля

В эксплуатационных условиях автомобиль наиболее часто работает на неустановившихся режимах, которые состоят из разгона и замедления автомобиля. Разгон производится при различных открытиях дросселя и различном использовании передач, а замедление может осуществляться при торможении автомобиля тормозами, двигателем, по инерции (накатом).

Среди этих видов движения автомобиля основное место занимает разгон, который определяют, как динамичность и экономичность движения.

В данном разделе приводится методика исследования топливной экономичности разгона и импульсивного движения автомобиля методом разгон-накат.

При разгоне автомобиля энергия, заключенная в топливе, расходуется на преодоление сопротивления движению и на увеличение скорости движения автомобиля, т. е. на приращение кинетической энергии.

Энергия, затраченная на преодоление сил сопротивления движению, теряется в процессе движения, а энергия, затраченная на разгон, аккумулируется в движущемся автомобиле в процессе разгона. Затем, в процессе наката эта энергия может быть израсходована.

Относя вес расхода топлива к суммарному пути разгона и наката можно оценить экономичность разгона. Из-за отсутствия аналитической зависимости между расходом топлива и n об/мин двигателя нельзя решить вопросы экономичности аналитическим путем.

Обычно экономичность автомобиля определяют путем дорожных испытаний, повторяя при этом несколько циклов на участке. Автомобиль разгоняется от V_1 до V_2 , затем – накат до V_3 и т. д. (рисунки 73–75).

Подсчитанный расход топлива относят к средней скорости движения автомобиля на маршруте (рисунок 73).

Для получения другой точки экономической характеристики производят разгон при той же разнице $V_1 - V_2$, но при других абсолютных движениях скоростей движения, т. е. при других углах об открытия дросселя (рисунок 76).

Увеличение расхода топлива при $\beta = 100\%$ объясняется включением экономайзера и резким обогащением качества рабочей смеси.

Как видно на рисунке, данный режим является экономичным. При дальнейшем прикрытии дросселя экономичность опять резко снижается.

Данная методика позволяет оценить экономичность разгона лишь в тех заранее выбранных интервалах скорости, в которых проводились испытания. Для получения общей оценки экономичности автомобиля при разгоне в любых интервалах скорости, и определения наиболее выгодных режимов, может быть применена другая методика.

Автомобиль разгоняется от V_1 до V_2 , затем при включении двигателя катится до полной остановки; V_1 , S , Q записываются на ленте самопишущего прибора; затем строятся кривые изменения скорости и расхода

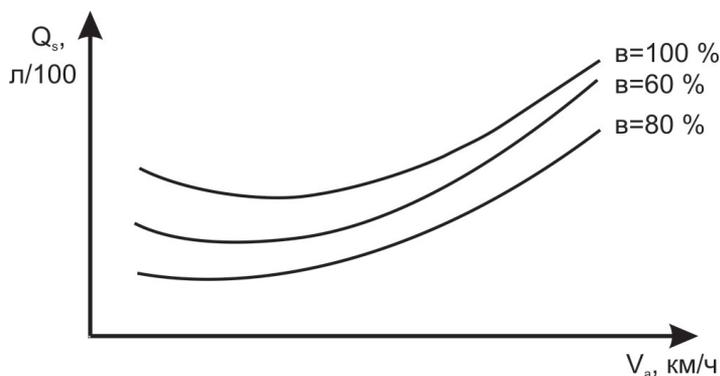


Рисунок 73 – Расход топлива в зависимости от скорости движения автомобиля

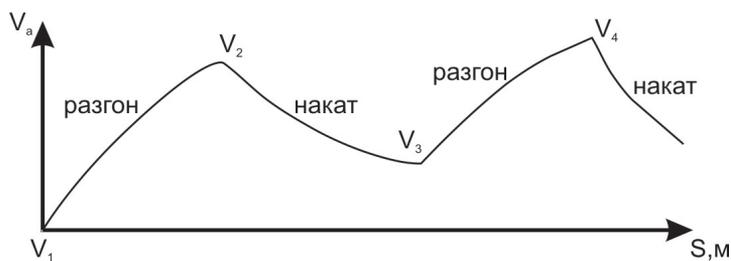


Рисунок 74 – Расход топлива в зависимости от набора скорости и движения автомобиля накатом

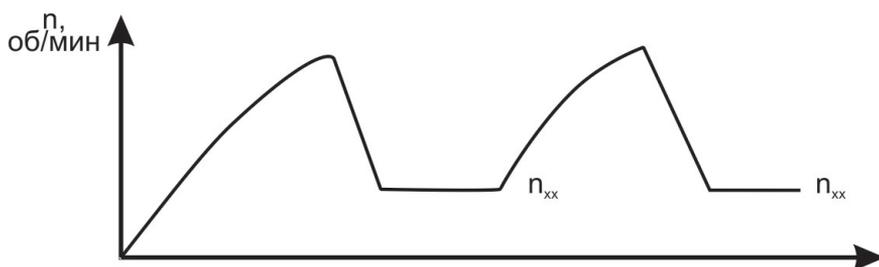


Рисунок 75 – Расход топлива в зависимости от оборотов коленчатого вала

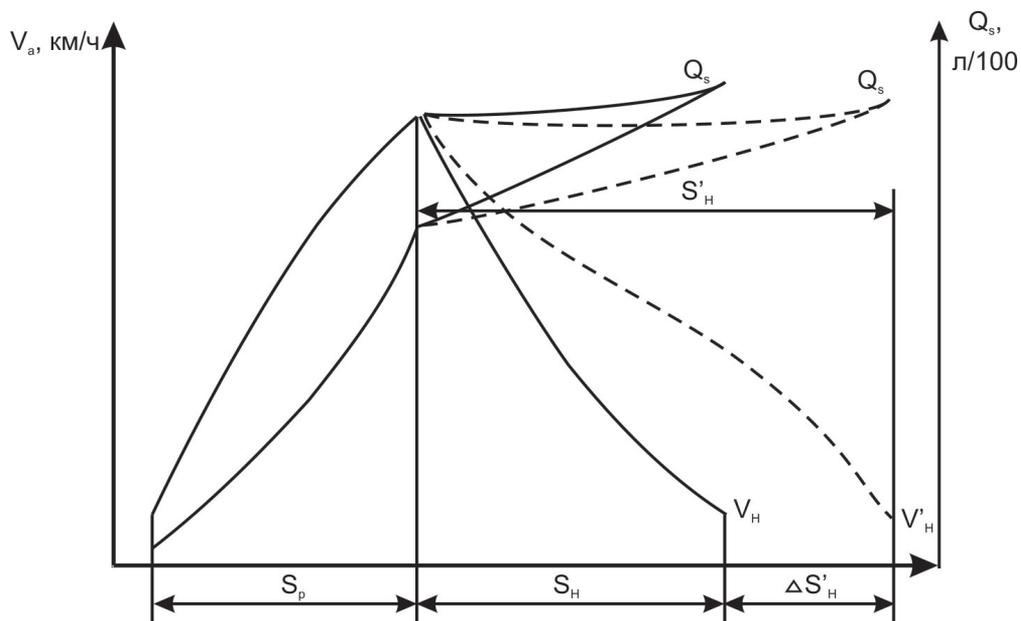


Рисунок 76 – Расходы топлива при различных режимах открытия дроссельной заслонки

топлива. То есть по кривые можно определить: S_p – путь разгона; S_n – путь наката.

$$Q_{scp} = \frac{Q}{S_p + S_n}. \quad (243)$$

При движении автомобиля накатом с включенной передачей, получим:

$$Q'_s = \frac{Q_p + Q_n}{S_p + S_n}.$$

Недостатки движения методом разгон-накат:

1. Очень часто нужно преодолевать повышенные силы сопротивления воздуха, т. к. скорость V_a доводится, как правило, до V_{max} .
2. Необходимость многократного преоделения силы сопротивления разгону P_j , вращающихся частей автомобиля.
3. Для избежания частого пуска двигателя, его часто не выключают, и он расходует топливо на холостом ходу.
4. Отрицательное влияние частого изменения режима на работу двигателя.
5. Ухудшается управляемость при накате.
6. Снижается безопасность движения из-за снижения давления воздуха в баллонах тормозной системы.

При определенных условиях эксплуатации опытные водители при использовании этого метода движения, добиваются:

- 1) экономии топлива на 15–20 %;
- 2) уменьшения износа деталей двигателя и шасси;
- 3) себестоимости перевозок;
- 4) обеспечения работы двигателя большим использованием мощности.

Следует отметить, что частое выключение и включение сцепления и коробки передач увеличивает их износ и довольно утомительны для водителя из-за частых переключений движения разгон-накат. Поэтому водители применяют данный метод лишь в исключительных случаях, учитывая продольный профиль дороги или другие конкретные условия движения.

9.5. Анализ графиков замкнутого цикла движения

График замкнутого цикла представляет собой полный график изменения скорости автомобиля от движения с места до остановки, совершаемое за одно и то же время движения на данном участке.

Таким образом, топливная экономичность при разных режимах вождения сравнивается при прохождении одного и того же участка маршрута с одинаковой средней скоростью. Закрытый цикл состоит из разгона, установившегося движения, наката и торможения.

Однако в ряде случаев отдельные фазы замкнутого цикла, таких как равномерное движение, накат, торможение могут отсутствовать. Площадь цикла в системе координат $V-T$ эквивалентна пути, пройденному автомобилем. В рассматриваемом примере фаза установившегося движения для удобства сравнения исключена.

1. Интенсивный разгон позволяет удлинить накат и начать торможение при более низких скоростях движения.

Таким образом, кинетическая энергия в цикле А, В, С, Д используется полнее, т. к. меньшая часть ее превращается в тепло при торможении по сравнению с циклом АВ² С², Д.

Следует однако отметить, что при разгоне не следует часто пользоваться полным открытием дросселя, во избежание переобогащения смеси действием экономайзера.

Для количественной оценки топливной экономичности автомобиля при различных режимах его вождения нужно сопоставить соответствующие замкнутые циклы движения с его экономической характеристикой разгона в тех же дорожных и нагрузочных условиях.

При разгоне автомобиля среднее ускорение в интервале приращения скорости ΔV_a , за время ΔT определится как

$$j_1 = \frac{\Delta V_a}{\Delta T_1},$$

$$j_2 = \frac{\Delta V_a}{\Delta T_2}.$$

Эти ускорения позволяют по экономической характеристике разгона автомобиля найти соответствующие расходы топлива при V_{cp} из уравнений:

$$Q_1 = Q_{s1} \cdot V_{cp} \cdot \Delta T_1 = Q_{s1} \cdot S_1,$$

$$Q_2 = Q_{s2} \cdot V_{cp} \cdot \Delta T_2 = Q_{s2} \cdot S_2, \quad (244)$$

где S_1 и S_2 – путь, пройденный за ΔT_1 и ΔT_2 .

Сравнение суммы расходов топлива позволяет установить, насколько первый режим движения экономичнее второго и т. д.

Отметим, что чем короче цикл, тем заметнее влияние на расход топлива фаз замкнутого цикла.

Если время установившегося движения ($T_{уст}$) по сравнению с остальными фазами движения достаточно велико, то влияние элементов разгона, тормоз на расход топлива незначительно.

В этом случае расход топлива определяется экономической характеристикой установившегося движения.

9.6. Дорожная топливно-экономическая характеристика автомобиля

Дорожной экономической характеристикой называют зависимость расхода топлива от скорости автомобиля при постоянном режиме движения на каждой заданной скорости (рисунок 77).

Опыты проводят на горизонтальном участке пути с ровным покрытием, находящемся в сухом состоянии, в безветренную погоду. Каждый заезд проводят при $V = \text{const}$, в двух взаимно-оборотных направлениях. Интервал скоростей составляет 10 км.

Экономическую характеристику снимают на одной высшей или прямой передаче, или на всех передачах. Причем, со снижением передачи уменьшают интервал движения.

Заезды начинают с V_{max} , доводят до V_{min} , затем обратно доводят до V_a , от V_{min} до V_{max} . Скорость контролируют по спидометру. Затем, сопоставляя их, строят общую кривую.

Для грузовых автомобилей строят обычно два графика, соответствующие двум весовым состояниям автомобиля: полный вес, собственный вес автомобиля.

9.7. Влияние эксплуатационных факторов на топливную экономичность автомобиля

На топливную экономичность автомобиля влияют:

а) *обтекаемость* – при высоких скоростях движения автомобиля она заметно влияет на его топливную экономичность. Учитывая растущие скорости движения, следует особое внимание обратить на улучшение обтекаемости автомобилей. Для грузовых автомобилей – это применение брезента при перевозке крупногабаритных грузов: сена, контейнеров, дров и др. Как показали испытания, применение брезента дает экономию топлива до 6 % (рисунок 78).

б) *передаточное число* главной передачи или коробка передачи – i_o , i_k тесно связаны с топливной экономичностью автомобиля.

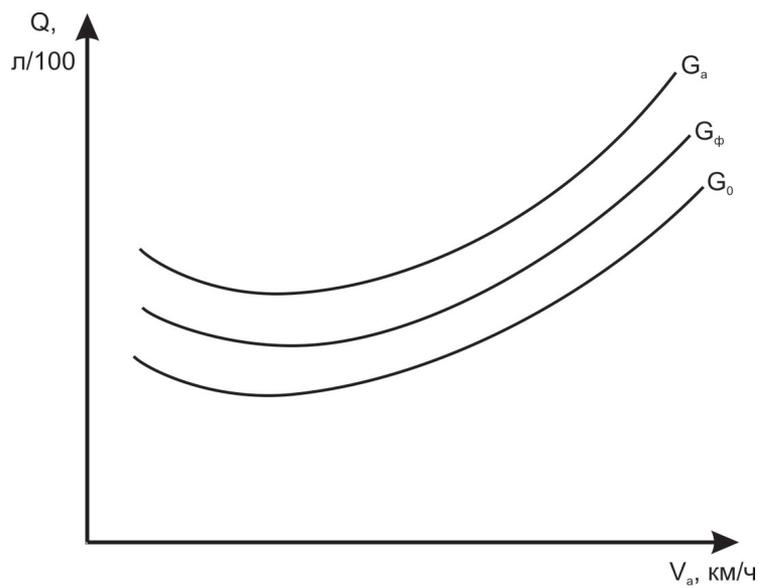


Рисунок 77 – Топливо-экономическая характеристика

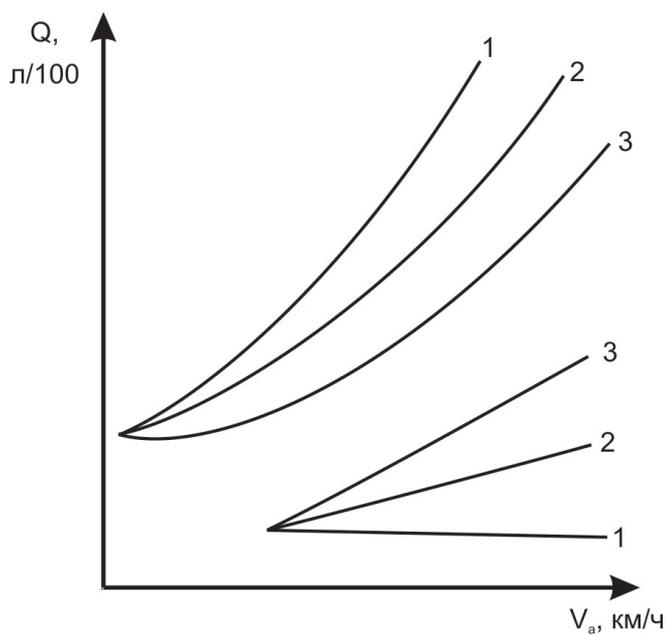


Рисунок 78 – Влияние обтекаемости на топливную экономичность

С увеличением i_o, i_k повышается расход топлива. Уменьшение передаточных чисел снижает расход топлива.

Однако по экономической характеристике нельзя сделать окончательного вывода, т. к. при уменьшении i_o или i_k снижается динамичность автомобиля, и автомобиль большую часть времени вынужден двигаться на промежуточных передачах, вызывая еще больший перерасход топлива.

Поэтому окончательный выбор i_o, i_k делают после динамических и экономических испытаний автомобиля.

в) *Условия эксплуатации.* Существенное влияние на расход топлива или на топливную экономичность автомобиля оказывают условия его эксплуатации (рисунок 79). Например, напряженность городских улиц, частые остановки у светофоров, на перекрестках, частое использование торможения, длительная работа на промежуточных передачах приводят к заметному увеличению расхода топлива, снижению экономичности. Установлено, что в городских условиях водитель за смену переключает КПД 1000 раз.

г) *Режим движения* автомобиля и переключения передач выбирается водителем на основании его опыта. Поэтому у водителей различной квалификации при работе на одних и тех же автомобилях, расход топлива может колебаться в пределах $\pm 10\%$ от среднего значения.

д) *Тепловой режим двигателя* также имеет большое значение. При чрезмерном охлаждении двигателя резко возрастают тепловые потери и, как следствие, уменьшается индикаторный КПД двигателя.

Уменьшение температуры воды с 95 до 75°C увеличивает Q_s на $6-7\%$, а снижение $t_{охл.}$ воды до 65°C – почти на 25% (рисунок 80).

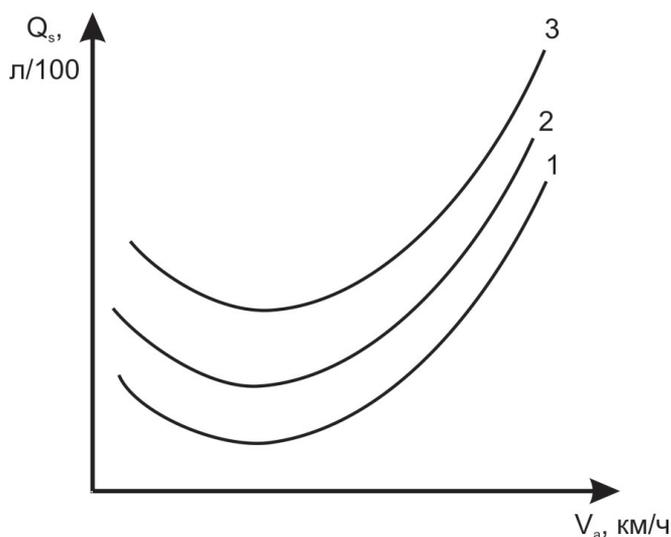


Рисунок 79 – Схема динамических и экономических испытаний автомобиля

е) Ухудшение технического состояния автомобиля по мере увеличения его пробега отрицательно сказывается на топливной экономичности.

Расход топлива автомобилем к моменту капитального ремонта может значительно (до 25–30 %) превышать расход топлива новым автомобилем. Это объясняется главным образом неправильной регулировкой приборов систем питания и зажигания (рисунок 81).

Непрерывная работа клапана экономайзера может увеличить расход топлива на 15 %, при неработающей одной свече зажигания – 20–25 %, при неправильной установке зажигания – до 60–80 %, повышается и расход топлива (по данным НИИАТ).

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

В качестве примера рассмотрим экономическую характеристику автомобиля ГАЗ-51 с различным давлением в шинах. Уменьшение давления в шинах при скорости 50 км/ч вызывает снижение топливной экономичности до 20–17 % (рисунок 82).

ж) Некачественное топливо и масло могут быть причиной ухудшения топливной экономичности. Использование бензина с малым октановым числом в двигателе с большой степенью сжатия способствует возникновению детонации, перерасход топлива составляет 15–20 %.

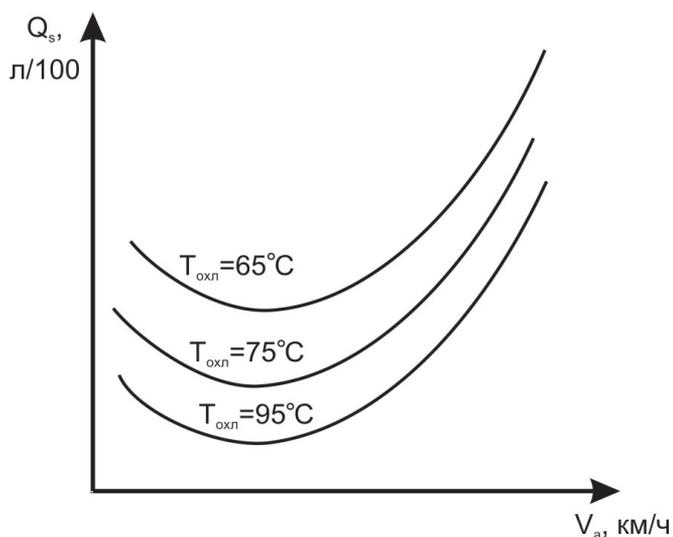


Рисунок 80 – Влияние температуры двигателя на расход топлива

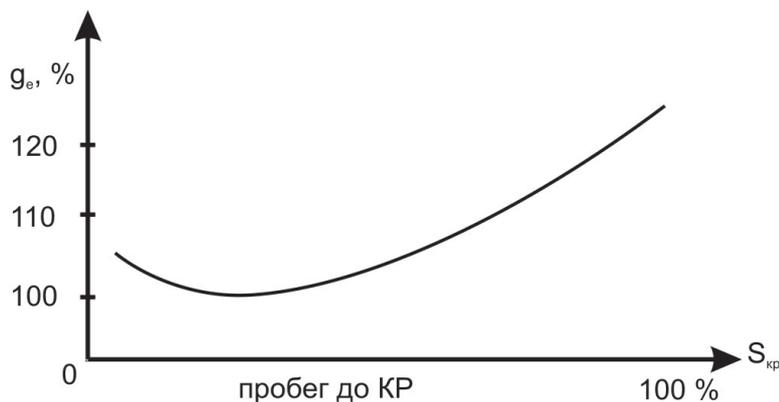


Рисунок 81 – Изменение расхода топлива в зависимости от пробега до капитального ремонта

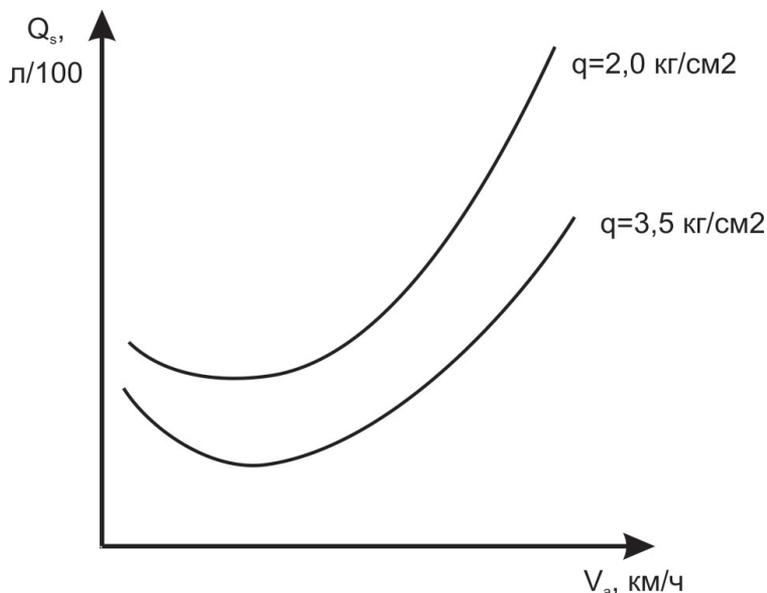


Рисунок 82 – Изменение расхода топлива в зависимости от давления в шинах и скорости

Применение при низких температурах летних трансмиссионных масел с большой вязкостью приводит к увеличению затрат мощности в трансмиссии, заметно снижает топливную экономичность. Установлено, что применение летних сортов масел зимой, при $20-25$ °С ниже нуля, увеличивает общий момент трения в 5–6 раз, и повышает расход топлива до 20 % (рисунок 83).

з) *Топливная экономичность* может также изменяться в зависимости от условий эксплуатации автомобиля. При работе автомобиля в зимнее время, вследствие низкой температуры, ухудшаются условия

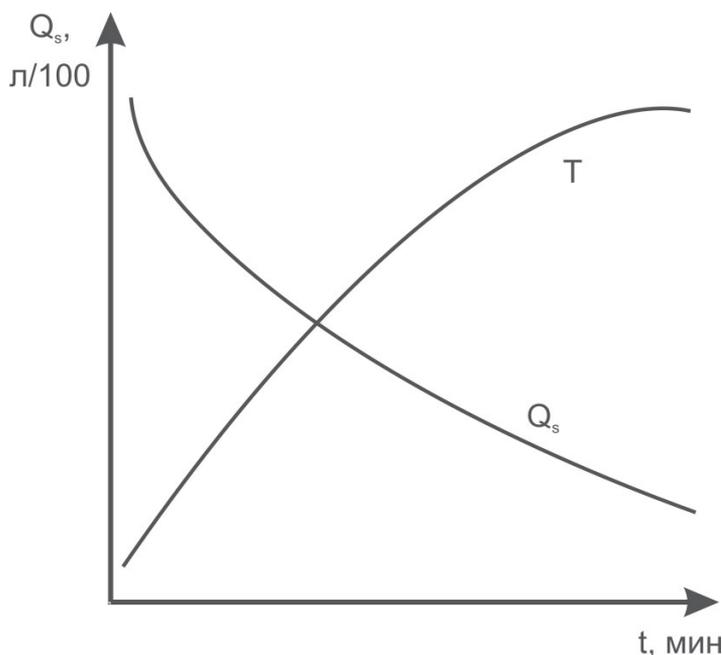


Рисунок 83 – Изменение расхода топлива в зависимости от качества ГСМ

смесеобразования и воспламенения топлива, возрастает отдача тепла в атмосферу.

Работа автомобиля в условиях жаркого климата сопряжена с перегревом двигателя, ухудшением наполнения двигателя из-за образования паров в трубопроводах. Все перечисленные факторы способствуют уменьшению (снижению) топливной экономичности автомобиля.

9.8. Пути повышения топливной экономичности автомобиля

В настоящее время имеется много различных способов повышения экономичности автомобиля, которые можно разбить на следующие группы:

1. Повышение экономичности двигателя автомобиля.
2. Улучшение использования двигателя автомобиля.
3. Улучшение конструкции автомобиля.
4. Устранение непроизводительных затрат топлива.
5. Содержание автомобиля в технически исправном состоянии.
6. Применение рациональных режимов движения.

Повышение экономичности двигателя

Известно, что в автомобильном двигателе большая доля энергии, вводимая с топливом, теряется из-за несовершенства рабочего процесса. Одним из способов улучшения экономичности автомобильного двигателя является повышение степени сжатия, что позволяет увеличить эффективный КПД.

Однако ϵ (октановое число) ограничивается детонационной стойкостью топлива – бензина. То есть увеличение ϵ требует повышения октанового числа бензина, метанового числа дизельного топлива, таким образом, повышается стоимость топлива – бензина.

На практике, для повышения детонационной стойкости топлива используют добавление тетраэтилсвинца. Отметим, что ТЭС ядовит, вредно влияет на организм человека. Можно повышать ОЧ компаундированием, т. е. добавлением бензина с более высоким ОЧ.

В настоящее время ϵ автомобильных двигателей достигло весьма высоких значений и его дальнейшее повышение сопряжено с рядом трудностей.

Применение двигателей с факельным зажиганием существенно повышает их экономичность. Сущность таких двигателей заключается в наличии предкамеры, куда подается обогащенная смесь, а в основной камере – смесь обедненная.

При подаче искры загорается смесь в предкамере и огонь факелом распространяется по основной камере, где в топливе содержится в 1,5–2,0 раза больше воздуха, чем по норме. Экономичность повышается на 15 %.

Кроме экономичности, положительными в таких двигателях является полное сгорание смеси и отсутствие в отработавших газах окиси углерода CO .

Недостаток таких двигателей – несколько более сложная конструкция механизма газораспределения и питания.

Улучшение использования двигателя приводит к повышению топливной экономичности.

Известно, что карбюраторные двигатели обычно обеспечивают достаточно экономичную работу при небольших диапазонах изменения нагрузки и скорости вращения коленчатого вала.

Достаточно высокую экономичность двигатель имеет лишь в диапазоне от 60 до 80 % нагрузки.

При нормальной эксплуатации автомобиля на городских и загородных магистралях средний процент использования мощности двигателя довольно мал.

На схематическом графике мощностного баланса (рисунок 84) видно, что мощность двигателя используется при движении автомобиля с полным грузом при скорости 70–80 км/час. Однако такую скорость движения развить не всегда возможно из-за соображения безопасности движения.

То есть при нормальных условиях движения всегда имеется запас мощности, которую можно использовать для прицепов. Применение прицепов позволяет уменьшить расход топлива на единицу перевезенного груза в тоннах на км примерно на 20 %.

Улучшение экономичности с изменением конструкции

1. Снижение веса автомобиля позволяет увеличить динамический фактор D , уменьшить потери на качение колес:

$$P_f = f \cdot G_a.$$

2. Уменьшение потерь на трение заметно повышает экономичность автомобиля. Механический КПД современных автомобилей весьма высок – 0,86–0,95.

Однако в реальных условиях двигатель довольно часто работает при прикрытых дросселях, и потери на трение возрастают.

Одним из основных факторов, влияющих на η_m , является вязкость масла ν – она должна оставаться постоянной при значительных отклонениях температуры (или применения сухих картеров, смазке под давлением, возможности подогрева).

3. Применение шин новой конструкции типа R, R_c , значительно повышает экономичность автомобиля из-за снижения внутренних потерь на

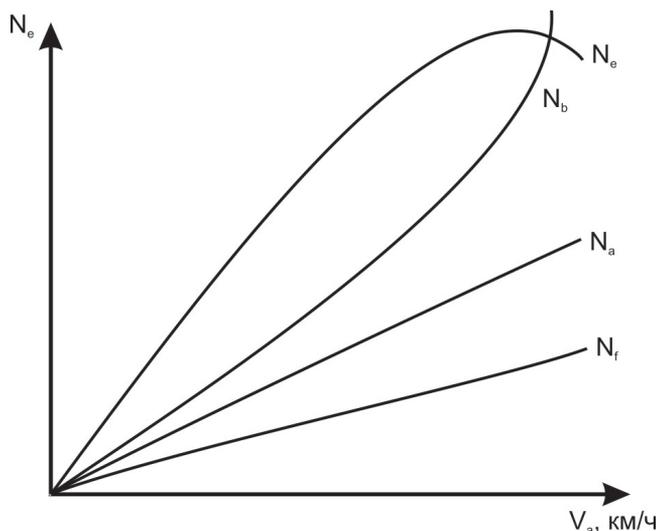


Рисунок 84 – График мощностного баланса

трение в элементах шин и трении шин о дорогу. Это объясняется правильным расположением корда, качественным материалом.

4. Аккумуляция энергии позволяет накапливать энергию маховика или пружинного механизма для последующего использования при движении накатом.

На топливную экономичность заметно влияют следующие параметры технического состояния:

- 1) t воды, охлаждающий двигатель,
- 2) η_t механической трансмиссии,
- 3) давление воздуха в шинах,
- 4) регулировка карбюратора,
- 5) регулировка опережения зажигания (влияет на 50 %),
- 6) регулировка механической трансмиссии,
- 7) регулировка тормозов.

9.9. Нормирование расхода топлива

Нормирование расхода топлива на автомобильном транспорте стимулирует повышение его рентабельности, снижение народно-хозяйственных затрат на перевозки пассажиров и грузов. Приведенные выше формулы удобны для анализа влияния отдельных факторов на расход топлива, но неприемлемы для нормирования, т. к. сложны и требуют трудоемких расчетов. Кроме того, они не учитывают многие эксплуатационные факторы, такие как расходы на прогрев, маневрирование.

Поэтому, при определении общего расхода топлива необходимо учитывать, кроме покилометрового расхода по норме (контрольный расход), расходы на погрузочно-разгрузочных площадках и надбавки за каждую езду с грузом для автомобилей – самосвалов, ТО и надбавки за каждые 100 т/км:

$$Q_{об\ иц} = Q_{\frac{\text{л}}{100}} \cdot \frac{S_{об\ иц}}{100} + Q_w \cdot \frac{W_{mp}}{100} + Q_{ze} \cdot z_e, \quad (245)$$

где Q л/100 – норма расхода топлива на 100 км в л; Q_w – надбавка за каждые 100 т/км работы 2,5 для дизельных двигателей 1,5–2,0 л на 100 т/км; Q_{ze} – надбавка за каждую езду с грузом – 0,5 л на одну езду для автомобилей – самосвалов.

В зимних условиях нормы расхода топлива в южных районах увеличиваются на 5%; в районах с умеренным климатом – на 10 %; в северных районах – на 15 %; в районах крайнего Севера – на 20 %.

Q_w – норма дополнительного расхода топлива на каждые 100 т/км транспортной работы W т/км:

$$W_{т.км} = S_{сут} \cdot \beta \cdot q \cdot \gamma . \quad (246)$$

Таким образом, соблюдение приведенных расчетов может облегчить учет расхода топлива в различных условиях эксплуатации автомобиля.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Авторы учебника рассмотрели все показатели, отражающие эксплуатационные свойства автомобиля, которые составляют теоретические основы расчета всех факторов, влияющих на эксплуатацию транспортных средств. Теория автомобиля рассматривает эксплуатационные свойства автомобиля, непосредственно связанные с его движением. Сюда относятся: тягово-скоростные и тормозные свойства, топливная экономичность, экологическая безопасность, управляемость, устойчивость, проходимость, плавность хода и т. д. Важнейшими из них являются тягово-скоростные свойства, топливная экономичность при выполнении автомобилями транспортной работы в различных дорожно-климатических условиях.

Теория автомобиля – это наука, изучающая группы свойств, характеризующих возможность эффективного и безопасного использования автомобиля в определенных условиях эксплуатации, и позволяющих оценить степень совершенства его конструкции для этих условий. Правильная оценка эксплуатационных свойств автомобиля необходима при проектировании и доводке новых типов автомобилей, для рационального выбора и использования их в заданных условиях эксплуатации. Повышение производительности автомобилей, снижение себестоимости перевозок и улучшение всей транспортной работы невозможно без изучения эксплуатационных свойств автомобиля.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Гришкевич А.И. Автомобили. Теория: учебник для вузов. Мн.: Выш. шк., 1986. 208 с.

Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств: учебник для вузов. М.: Машиностроение, 1989. 240 с.

Вахламов В.К. Автомобиль. Эксплуатационные свойства: учебник для вузов. М.: Изд. центр «Academia», 2005. 240 с.

Галимзянов Р.К. Теория автомобиля: учебное пособие. Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2007. 220 с.

Пузанков А.Г. Автомобили. Основы теории расчета с анализом устройства механизмов и физической сущности их отказов: учебник для студентов вузов и ссузов. М.: ИД Альянс, 2013. 560 с.

Гребнев В.П. Тракторы и автомобили. Теория и эксплуатационные свойства: учеб. пос. для студентов вузов / В.П. Гребнев, О.И. Поливаев, А.В. Ворохобин; под ред. О.И. Поливаева. М.: КНОРУС, 2011. 264 с.

Набоких В.А. Испытания автомобиля: учеб. пособие для студентов вузов, обуч. по спец. 550100 «Автомобиле- и тракторостроение». М.: ФОРУМ; ИНФРА-М, 2015. 224 с.

Тарасик В.П. Теория автомобилей и двигателей: учеб. пособие для студентов вузов / В.П. Тарасик, М.П. Бренч. 2-е изд., испр. Минск; М.: Новое знание; ИНФРА-М, 2015. 448 с.

Автомобильный справочник-энциклопедия: учеб. пособие для студентов, обуч. по направл. «Наземные транспортные средства» и «Эксплуатация транспортных средств» / Н.А. Кузьмин, В.И. Песков. М.: ФОРУМ, 2014. 288 с.

Песков В.И. Конструкция автомобильных трансмиссий: учеб. пособие для студентов вузов. М.: ФОРУМ; ИНФРА-М, 2013. 144 с.

Коваленко Н.А. Научные исследования и решение инженерных задач в сфере автомобильного транспорта: учеб. пособие для студентов вузов. Минск; М.: Новое знание; ИНФРА-М, 2013. 271 с.

Передерий В.П. Устройство автомобиля. М.: Изд.: Форум, 2008. 288 с.
Двигатели внутреннего сгорания: учебник: в 3 кн. / под ред. В.Н. Луканина. М.: Высшая школа, 2005.

Зеленин С.Ф., Молоков В.А. Учебник по устройству автомобиля. М.: Изд.: Мир автокниг, 2007. 160 с.

Савич Е.Л. Легковые автомобили. М.: Изд.: Новое знание, 2009. 656 с.

Роговцев В.Л., Пузанков А.Т., Олдфильд В.Д. Устройство и эксплуатация автотранспортных средств. М.: Транспорт, 2000. 430 с.

Машиностроение. Энциклопедия. Колесные и гусеничные машины. Т. IV / В.Ф. Платонов, В.С. Азаев, Е.Б. Александров и др.; под общ. ред. В.Ф. Платонова. М.: Машиностроение, 1997. 688 с.

Родичев В.А., Родичева Г.И. Тракторы и автомобили. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Агропромиздат, 1995. 351 с.

Глазунов Д.В. Конспект лекций по дисциплине «Эксплуатационные свойства автомобиля». Бишкек: Изд-во КРСУ, 2018.

Д.В. Глазунов, Т.Ы. Маткеримов, В.И. Глазунов

**ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА АВТОМОБИЛЯ
И БЕЗОПАСНОСТЬ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ**

Учебник

Редактор *И.С. Волоскова*
Компьютерная верстка *М.Р. Фазлыевой*

Подписано в печать 25.12.2019.
Формат 60×84 ¹/₈ Офсетная печать.
Объем 26,0 п. л. Тираж 100 экз. Заказ 38.

Издательство КРСУ
720000, г. Бишкек, ул. Киевская, 44

Отпечатано в типографии КРСУ
720048, г. Бишкек, ул. Анкара, 2а



ГЛАЗУНОВ Дмитрий Владимирович

Доктор технических наук, доцент, профессор, заведующий кафедрой «Автомобильный транспорт» Кыргызско-Российского Славянского университета. Член диссертационного совета по защите докторских (кандидатских) диссертаций в КГТУ и Институте машиноведения НАН КР.

Научное направление – «Повышение эксплуатационной эффективности и безопасности автомобилей в условиях эксплуатации Кыргызской Республики». Автор более 50 опубликованных научных работ, в том числе двух патентов Кыргызской Республики, восьми учебников и учебных пособий, имеющих гриф Министерства образования и науки Кыргызской Республики. Награжден почетной грамотой Министерства образования и науки Кыргызской Республики.



МАТКЕРИМОВ Таалайбек Ысманалиевич

Декан факультета «Транспорта и машиностроения» Кыргызского государственного технического университета им. И. Раззакова, доктор технических наук, профессор.

Академик Инженерной Академии Кыргызской Республики (ИА КР), академик международной академии наук педагогического образования (МАНПО), вице-президент Международной ассоциации автомобильного и дорожного образования (МААДО). Заместитель председателя диссертационного Совета по защите докторских (кандидатских) диссертаций в КГТУ и Имаш НАН КР, а также член диссертационного Совета по защите докторских (кандидатских) диссертаций в Таджикском техническом университете им. Осими. Отличник народного образования и Почетный автотранспортник Кыргызской Республики.

Область научных исследований – «Теория эксплуатационных свойств автомобилей». Автор около 200 опубликованных научно-методических трудов. Под его руководством защищены 2 докторские, 5 кандидатских диссертаций.



ГЛАЗУНОВ Владимир Иванович

Профессор кафедры «Автомобильный транспорт» Кыргызско-Российского Славянского университета.

Научное направление – «Повышение эксплуатационной эффективности и безопасности автомобилей в условиях эксплуатации Кыргызской Республики». Автор свыше 150 научных печатных трудов, в том числе 9 авторских свидетельств СССР и патентов Кыргызской Республики, более 150 учебно-методических пособий, 11 учебников и учебных пособий с грифом Министерства образования и науки Кыргызской Республики. Учебник В.И. Глазунова «Автомобили: параметры, конструкция, устройство» в 2017 году занял первое место среди стран СНГ на конкурсе учебников и учебных пособий в Российской Федерации, а в 2018 году был признан лучшим учебником Кыргызско-Российского Славянского университета.

Награжден серебряной и бронзовой медалями ВДНХ СССР, Почетными грамотами ФПИ – КГТУ, КРСУ, Министерства образования и науки Кыргызской Республики. Отличник народного образования Кыргызской Республики.