

Хусаинов А. Ш.

**ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ
СВОЙСТВА АВТОМОБИЛЯ**

Учебное пособие

**Ульяновск
2011**

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
Ульяновский государственный технический университет
Кафедра «Автомобили»

Хусаинов А. Ш.

**ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ
СВОЙСТВА АВТОМОБИЛЯ**
учебное пособие для студентов направления
«Наземные транспортно-технологические комплексы» по
профилю 190100.62 – Автомобиле- и тракторостроение

Допущено УМО вузов РФ по образованию в области транспортных машин
и транспортно-технологических комплексов в качестве учебного пособия
для студентов вузов, обучающихся по специальности «Автомобиле- и
тракторостроение»

Ульяновск 2011

УДК 629.113 (075.8)
ББК 39.33-01я73
Х-98

Рецензенты

генеральный директор ООО «УНИТЕК» д.т.н., Елифанов В.В.

Зав. каф. «Проектирование и сервис автомобилей» УлГУ,
д-р техн. наук Антонов И.С.

Утверждено редакционно-издательским советом университета в качестве
учебного пособия

Хусаинов, А. Ш.

Х-98 Эксплуатационные свойства автомобиля. Учебное пособие для студентов направления «Наземные транспортно-технологические комплексы» по профилю 190100.62 – Автомобиле- и тракторостроение / А. Ш. Хусаинов – Ульяновск: УлГТУ, 2011. – 115 с.

ISBN

В 1 и 2 главах пособия рассмотрены методы расчета эксплуатационных свойств автомобиля таких как мощность двигателя, сопротивления движению, расчет передаточных чисел в трансмиссии, топливной экономичности. В третьей главе дан анализ конструктивных факторов, влияющих в той или иной степени на активную безопасность автомобиля. Акцент сделан не на расчете этих параметров, а на установление причинно-следственных связей между ними, что очень важно для студентов, желающих «понять» автомобиль. В четвертой главе рассмотрены общие принципы расчета жесткости подвески, приведена методика расчета упругой характеристики пневматической подвески, рассмотрены конструкции современных амортизаторов.

Пособие предназначено для студентов всех форм обучения и его следует рассматривать как дополнение к ранее изданному конспекту лекций по «Теории автомобиля».

УДК 629.113 (075.8)
ББК 39.33-01я73

ISBN

© Оформление УлГТУ, 2011
© Хусаинов А. Ш., 2011

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	5
1. Тяговый расчет автомобиля	6
1.1. Расчет необходимой мощности двигателя.....	6
1.1.1. Коэффициент полезного действия трансмиссии автомобиля.....	6
1.1.2. Коэффициент сопротивления качению колес	8
1.1.3. Сила сопротивления воздуха	11
1.1.4. Расчет мощности двигателя	14
1.1.4.1. Расчет мощности двигателя по максимальной скорости автомобиля	15
1.1.4.2. Расчет мощности двигателя по динамическому фактору автомобиля	15
1.1.4.3. Выбор двигателя по результатам расчетов.....	20
1.1.5. Расчет внешней скоростной характеристики двигателя	21
1.2. Расчет передаточных чисел в трансмиссии	23
1.3. Мощностной и силовой балансы автомобиля	28
1.4. Динамический паспорт автомобиля	34
1.5. Разгонная характеристика автомобиля	36
Контрольные вопросы	41
2. Топливная экономичность автомобиля.....	43
Контрольные вопросы	49
3. Активная безопасность автомобиля.....	51
3.1. Тормозные системы современных автомобилей.....	51
3.2. Эффективность тормозных механизмов	60
3.3. Основы управляемости и устойчивости автомобиля	64
3.3.1. Силовой увод шин.....	64
3.3.2. Кинематический увод шины	69
3.3.3. Кинематический увод оси	71
3.3.4. Кинематика и эластокинематика шасси автомобиля.....	73
3.3.4.1. Подвеска.....	73
3.3.4.2. Рулевое управление.....	80
3.3.5. Поворачиваемость автомобиля.....	88
3.4. Системы контроля управляемости и устойчивости современных автомобилей..	92
Контрольные вопросы	94
4. Плавность хода автомобиля	97
4.1. Жесткость подвески	97
4.2. Приведение жесткости подвески к жесткости колеса	98
4.3. Характеристика упругости подвески легкового автомобиля	98
4.4. Характеристика пневматического упругого элемента рукавного (диафрагменного) типа	100
4.5. Амортизаторы.....	103

Контрольные вопросы	108
Предметный указатель.....	110
Справочник терминов.....	112
Библиографический список.....	114

Введение

Пособие подготовлено в соответствии с рабочей программой дисциплины «Теория автомобиля» и одноименным конспектом лекций [1], включающем десять тем:

1. Теория качения эластичного колеса
2. Внешние силы, действующие на автомобиль
3. Динамика автомобиля
4. Топливная экономичность автомобиля
5. Тяговый расчет автомобиля
6. Проходимость автомобиля
7. Торможение автомобиля
8. Устойчивость автомобиля
9. Управляемость автомобиля
10. Плавность автомобиля

В пятой теме изложена квинтэссенция первых четырех тем, причем материал весьма кратко изложен в порядке, необходимом для проведения только тягового расчета автомобиля. Однако для проведения студентом расчетов эксплуатационных свойств автомобиля, таких как тормозные свойства, устойчивость, управляемость, плавность хода, необходимого при выполнении курсовой работы по «Теории автомобиля», курсового проекта по «Конструированию и расчету автомобиля» и при дипломном проектировании, этих материалов не достаточно. Поэтому назрела необходимость подготовки данного пособия.

Целью настоящего пособия является формирование у студентов знаний, умений и навыков по анализу и выбору параметров автомобиля, обеспечивающих реализацию заданных показателей эксплуатационных свойств.

В результате освоения пособия «Эксплуатационные свойства автомобиля» студенты должны

иметь представление:

– об эксплуатационных свойствах современных автомобилей, их важности и взаимосвязи между ними;

знать:

- методы оценки эксплуатационных свойств автомобилей;
- роль и значение эксплуатационных свойств автомобиля, тенденции их развития;
- методику расчёта топливной экономичности автомобиля;
- методику расчета тормозных свойств автомобиля;

– методику расчета нагрузочной характеристики подвески;

уметь:

– анализировать и рассчитывать кинематическую схему узлов и агрегатов автомобиля;

– выбирать параметры автомобиля, оценивать его потребительские свойства;

получить навыки:

– для самостоятельного решения задач в области проектирования параметров автомобиля, использования технических регламентов [2], нормативных документов ЕЭК ООН, справочной литературы и других информационных источников при выборе и расчёте основных параметров автомобиля, компьютерной техники в режиме пользователя для выполнения расчетов параметров автомобиля в курсовом и дипломном проектировании.

1. Тяговый расчет автомобиля

1.1. Расчет необходимой мощности двигателя

Для выполнения расчета мощности двигателя, необходимой для достижения заданной динамики автомобиля и его максимальной скорости, нужно знать коэффициенты полезного действия (КПД) трансмиссии, сопротивления качению колес и лобового (аэродинамического) сопротивления. Эти коэффициенты аналитически точно вычислить невозможно из-за большого числа влияющих факторов. Поэтому их определяют эмпирически. Рассмотрим некоторые альтернативные методы определения вышеперечисленных коэффициентов.

1.1.1. Коэффициент полезного действия трансмиссии автомобиля

КПД трансмиссии существенно зависит от ее конструкции, передаваемого крутящего момента, скорости автомобиля (угловой скорости валов), температуры масла и других факторов [3, 4]:

$$\eta_{mp} = 0,98^z \cdot 0,97^k \cdot 0,995^n - \frac{F_{Tp0} \cdot V + k_{Tp} \cdot V^2}{P_e}, \quad (1.1)$$

где z , k , n – число цилиндрических (прямозубых или косозубых) и конических (с круговыми зубьями или гипоидные) передач, карданных шарниров соответственно; F_{Tp0} – сила трения в трансмиссии, приведенная к колесам, при скорости, близкой к нулю, Н; k_{Tp} – коэффициент связи скорости V и силы трения в трансмиссии, Н·с/м; P_e – мощность, развиваемая двигателем

на скорости V , Вт; V – скорость автомобиля, м/с.

Первая часть выражения (1.1) учитывает потери, обусловленные трением в узлах и агрегатах трансмиссии, передающих нагрузку (зубчатых зацеплениях, карданных шарнирах, подшипниках без предварительного натяга).

В числителе второй части выражения (1.1) первое слагаемое характеризует трение в сальниках и подшипниках, имеющих предварительный натяг. Второе слагаемое определяет гидравлические потери, вызванные перемешиванием масла.

Величины F_{Tp0} и k_{Tp} определяют экспериментально на режиме выбега. Для этого автомобиль вывешивают на подъемнике, разгоняют ведущие колеса на прямой (высшей) передаче почти до максимальной скорости, выключают передачу и с помощью специальной регистрирующей аппаратуры осуществляют запись изменения угловой скорости колес по времени.

Для получения расчетных зависимостей величин F_{Tp0} и k_{Tp} , необходимо составить и решить систему линейных уравнений. Зависимость силы трения в трансмиссии от скорости автомобиля V (окружной скорости колес) примем (в первом приближении) линейной

$$F_{Tp} = F_{Tp0} + k_{Tp} \cdot V. \quad (1.2)$$

Левую часть выражения (1.2) согласно второму закону Ньютона можно записать через угловое ускорение ε , учитывая $\varepsilon = d\omega/dt$ и $\omega = V/r_k$:

$$F_{Tp} = m \cdot a = \frac{J_{mp}}{r_k} \cdot \varepsilon = \frac{J_{mp}}{r_k^2} \cdot \frac{dV}{dt}, \quad (1.3)$$

где J_{mp} – момент инерции трансмиссии на нейтральной передаче в коробке передач (КП), приведенный к колесам, кг·м²; r_k – кинематический радиус колес, м.

Записав в систему уравнений зависимости (1.3) силы трения в трансмиссии от скорости для двух разных скоростей движения автомобиля V_1 и V_2 , решаем ее относительно искомых величин:

$$\begin{cases} \frac{dV_1}{dt} \cdot \frac{J_{mp}}{r_k^2} = F_{Tp0} + k_{Tp} \cdot V_1 \\ \frac{dV_2}{dt} \cdot \frac{J_{mp}}{r_k^2} = F_{Tp0} + k_{Tp} \cdot V_2, \end{cases} \rightarrow \begin{cases} k_{Tp} = \frac{\left(\frac{dV_2}{dt} - \frac{dV_1}{dt}\right) \cdot \frac{J_{mp}}{r_k^2}}{V_2 - V_1} \\ F_{Tp0} = \frac{dV_1}{dt} \cdot \frac{J_{mp}}{r_k^2} - k_{Tp} \cdot V_1, \end{cases} \quad (1.4)$$

где $V_1 = (0,2 \dots 0,3)V_{max}$, $V_2 = (0,7 \dots 0,8)V_{max}$; V_{max} – максимальная скорость автомобиля, м/с.

Часто переменные факторы в учебных (!) задачах не учитывают из-за

сложности их экспериментального определения, а определяют КПД лишь для режима полного нагружения трансмиссии:

$$\eta_{mp} = 0,98^z \cdot 0,97^k \cdot 0,995^n. \quad (1.5)$$

1.1.2. Коэффициент сопротивления качению колес

При качении эластичного колеса по твердой поверхности на деформацию резины затрачивается некоторое количество энергии, которая выделяется в виде теплоты – шина нагревается. Эта потеря энергии проявляется в виде силы сопротивления качению F_k этого колеса.

Сила сопротивления F_k зависит от множества факторов, наиболее значимыми из которых являются конструкция шины, нагрузка на колесо G_k и скорость его качения (скорость автомобиля):

$$F_k = f_k \cdot G_k; \quad f_k = f_0 \cdot (1 + A_f \cdot V^2), \quad (1.6)$$

где f_k – коэффициент сопротивления качению эластичного колеса по твердой поверхности при скорости V ; f_0 – коэффициент сопротивления качению при скорости, близкой к нулю, учитывающий конструкцию (свойства) шины и качество дороги (табл. 1.1); A_f – коэффициент влияния скорости (табл. 1.2), c^2/m^2 .

1.1. Коэффициент f_0 сопротивления качению эластичного колеса*

Состояние сухой асфальтобетонной дороги	хорошее	0,008...0,015
	удовл.	0,015...0,030
Обледенелая асфальтобетонная дорога		0,015...0,020
Гравий укатанный		0,020...0,025
Состояние бульжника	хорошее	0,025...0,030
	удовл.	0,035...0,050
Укатанная грунтовка	сухая	0,025...0,035
	мокрая	0,050...0,150

* – меньшие значения соответствуют шинам большего диаметра (например, R20), с большим давлением (600...800 кПа), с более насыщенным рисунком протектора («слик» или шины для сухих дорог), с меньшей глубиной протектора (изношенные), радиальной конструкции.

1.2. Коэффициент A_f влияния скорости*

Тип автомобиля	Размерность скорости V	
	км/ч	м/с
Легковой	$(4...5) \cdot 10^{-5}$	$(5,1...6,5) \cdot 10^{-4}$
Грузовой	$(2...3) \cdot 10^{-5}$	$(2,6...3,9) \cdot 10^{-4}$

* – меньшие значения соответствуют шинам с большим индексом скорости

Как видно из табл. 1.1, коэффициент f_0 сопротивления качению зависит от качества и состояния дорожного покрытия: чем оно ровнее, тем меньше сопротивление качению. Это объясняется тем, что каждую локальную неровность покрытия дороги шина огибает, деформируется: чем больше неровностей, тем больше локальных деформаций шины и тем больше потери на внутреннее трение в шине, следовательно, больше и f_0 .

Зависимость $f_k(V)$, описанная линейным уравнением (1.6), не совсем точна: при малых скоростях качения (менее 30 км/ч) реальные значения f_k оказываются меньше расчетных (рис. 1.1). Это связано, по-видимому, с влиянием центробежных сил: на малых скоростях центробежные силы не велики, брекеры шины не сильно натянут и поэтому гнется, огибая неровности дороги. Резина протектора сжимается незначительно. С ростом скорости натяжение брекера увеличивается, колесо «округляется», площадь пятна контакта шины с дорогой уменьшается, из-за чего контактные давления растут, при этом резина протектора сильно деформируется. При скорости больше 140 км/ч могут возникнуть колебания беговой дорожки шины, что приведет к росту f_k . График (см. рис. 1.1) получен для радиальных шин легковых автомобилей. Для шин диагональной конструкции коэффициент

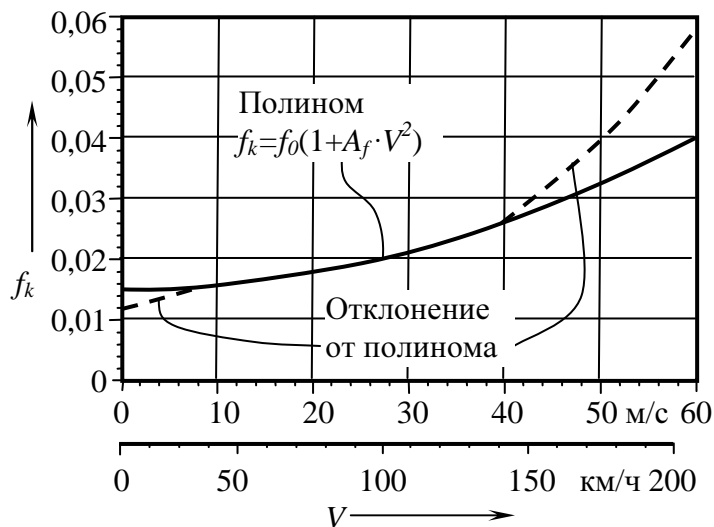


Рис. 1.1. Экспериментальная зависимость коэффициента сопротивления качению f_k эластичной шины по твердой поверхности от скорости качения V

сопротивления качению выше на 20...30 %.

При изменении давления в шине и/или нагрузки ее профиль деформируется: при номинальных давлении и нагрузке, пятно контакта шины с дорогой будет «идеальным» (рис. 1.2, а). При недостаточном давлении или при перегрузке – беговая дорожка прогибается внутрь шины (рис. 1.2, б), при избыточном давлении

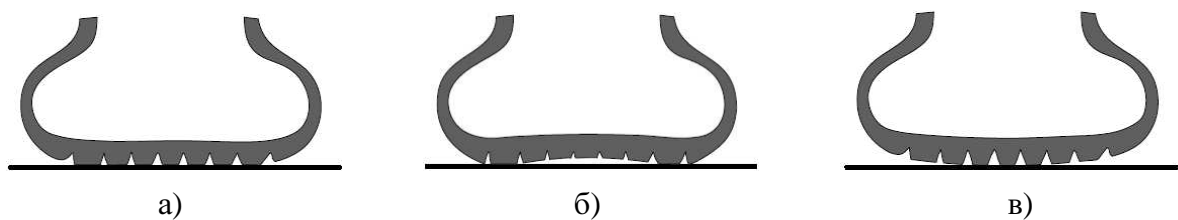


Рис. 1.2. Влияние давления в шине (или нагрузки на нее) на форму сечения ее беговой дорожки: а) – при номинальных давлении и нагрузке; б) – при недостаточном давлении или перегрузке; в) – при избыточном давлении или недогрузке

или недогрузке – наружу (рис. 1.2, в).

Учесть влияние давления в шине и нагрузки на нее позволяет следующая зависимость [7]:

$$f_k = \frac{k}{1000} \cdot \left(5,1 + \frac{550000 + 90 \cdot G_k}{p_{ш}} + \frac{1100 + 0,0388 \cdot G_k}{p_{ш}} V^2 \right), \quad (1.7)$$

где k – коэффициент, учитывающий конструкцию шины; G_k – вертикальная нагрузка на колесо, Н; $p_{ш}$ – давление в шине, Па; V – скорость качения (автомобиля), м/с.

Сравнительный анализ коэффициентов сопротивления качению, полученных с помощью зависимостей (1.6) и (1.7) показал, что зависимость (1.7) дает заниженный результат для легковых автомобилей (табл. 1.3), так как она получена для шин грузовых автомобилей.

1.3. Расчет коэффициента сопротивления качению*

Загрузка автомобиля (развесовка, %)	Давление в передней / задней шине $p_{ш}$, кПа	По зависимости (1.6)**	По зависимости (1.7) для передней / задней шины
Снаряженный (55/45)	210/210	0,014244	0,01064/0,01042
Груженный (45/55)			0,01092/0,01126
		220/230	

* при скорости 27,7 м/с (100 км/ч); $f_0 = 0,010$; $A_f = 0,00055$; $k = 0,8$; перераспределения нагрузки между левыми и правыми, передними и задними колесами нет;

** не учитывает давление в шине и нагрузку на нее.

Для шин легковых автомобилей следует выбирать поправочный коэффициент k значительно больше, чем рекомендуется в [7] для радиальных шин. Например, если назначить $k = 1,2^*$, то при нулевой скорости по (1.7) получим $f_0 = 0,01$, что соответствует общепринятым значениям коэффициента для летних шин R16...R18 современных легковых автомобилей; если $k = 1,7$, то $f_0 = 0,015$ (шины R14...R15); если $k = 2$, то $f_0 = 0,018$ (шины шипованные или с развитым (внедорожным) протектором). Применение скорректированного коэффициента k позволяет «раскрыть» все достоинства зависимости (1.7) перед (1.6), более точно оценивая управляемость автомобиля при изменении развесовки (продольной и/или поперечной) автомобиля, проявляющейся при динамичном прохождении поворота.

Водители часто пренебрегают заводской рекомендацией, касающейся повышения давления в шинах при полной загрузке автомобиля. Между тем, повышение давления на 10...20 кПа (0,1...0,2 атм) дает 3...6 % снижения коэффициента сопротивления качению (см. табл. 1.3, столбец 4,

* для назначения коэффициента $k > 0,8$ (радиальные шины) требуются дополнительные исследования.

строки 2 и 3). Конечно снижение незначительное, особенно если учесть еще и аэродинамическое сопротивление. Однако пренебрегать рекомендацией все равно нельзя, потому что давление в шинах не просто влияет на управляемость, а определяет ее!

Экспериментально определить коэффициент сопротивления качению можно, проведя записи замедлений (a_1 и a_2) автомобиля с грузом (m_1) и без него (m_2) на некоторой скорости. Так как груз находится внутри автомобиля, то аэродинамическое сопротивление автомобиля F_w не изменяется, но изменяется нагрузка на колеса, что изменяет силу сопротивления качению колес. Для данной скорости движения составляется система уравнений

$$\begin{cases} m_1 \cdot a_1 = f_k \cdot m_1 \cdot g + F_w \\ m_2 \cdot a_2 = f_k \cdot m_2 \cdot g + F_w \end{cases} \text{ откуда } f_k = \frac{m_1 \cdot a_1 - m_2 \cdot a_2}{g(m_1 - m_2)}. \quad (1.8)$$

Проведя вычисления для всего диапазона скоростей получают зависимость коэффициента сопротивления качению от скорости. Если поварьировать давлением в шинах и массой груза, то можно получить регрессионную зависимость, подобную (1.7).

1.1.3. Сила сопротивления воздуха

При движении автомобиля воздушная среда оказывает сопротивление его перемещению. Сопротивление окружающей среды обусловлено трением в прилегающих к поверхностям автомобиля слоях воздуха, сжатием воздуха перед автомобилем, разрежением за ним, вихреобразованием вокруг выступающих частей автомобиля и вокруг него в целом.

Аэродинамическое сопротивление автомобиля оценивается двумя его характеристиками: коэффициентом обтекаемости c_x и площадью миделева (поперечного) сечения автомобиля A .

Коэффициент аэродинамического сопротивления автомобиля имеет пять составляющих, которые оценивают только при доработке аэродинамики кузова*:

- Сопротивление формы – 52 %.

Для современных автомобилей наиболее значимый параметр. Наилучшими показателями обладают автомобили, кузова которых имеют носовой и кормовой обтекатели, а ширина и высота кузова к корме сужается (каплевидная форма).

- Интерференционное сопротивление – 16 %.

Вызвано увеличением скорости потока воздуха в процессе обтекания кузова. Например, скорость потока воздуха, стекающего с лобового стекла на боковое зеркало выше скорости автомобиля на 30...50 %. Так как сила сопротивления воздуха зависит от квадрата скорости, следовательно, аэродинамическое сопротивление зеркала, расположенного в таком потоке выше в 1,7...2,25 раза, по сравнению с зеркалом, отодвинутым

* – численные значения даны на примере автомобиля типа ВАЗ–2109.

от этого потока (от лобового стекла) хотя бы на 200...300 мм.

➤ Индуктивное сопротивление – 15 %.

Определяется количеством кинетической энергии, необходимым для сообщения потоку скорости, перпендикулярной направлению движению автомобиля (вверх–вниз, вправо–влево).

➤ Поверхностное сопротивление – 5 %.

Определяется неровностями поверхности, обтекаемой потоком воздуха. У современных автомобилей стекла вклеены в проем кузова (что кроме улучшения аэродинамики автомобиля увеличивает жесткость кузова на кручение), зазоры между панелями кузова минимальны, а сами они выровнены друг относительно друга, ручки дверей утоплены, днище кузова выровнено и т.д. Все эти мероприятия снижают поверхностное сопротивление.

➤ Сопротивление внутренних течений – 12 %.

Определяется сопротивлением потоку через радиаторы (двигателя, кондиционера, автоматической КПП), обтеканием элементов подвески, выхлопной системы, тормозных механизмов, салона (через климатическую систему и/или открытые окна) и т.д.

У автомобилей, имеющих более совершенные аэродинамические показатели, доля сопротивления формы снижается, но растут доли сопротивлений поверхности и внутренних течений.

Как известно из курса «Гидравлика», сопротивление некоего элемента в потоке зависит от его скорости и режима течения – ламинарного или турбулентного. Следовательно, коэффициент обтекаемости кузова автомобиля также зависит от скорости. Однако этим фактором из-за его сложности часто пренебрегают.

Все составляющие силы сопротивления воздуха трудно определяются аналитически. Поэтому в практике нашла применение эмпирическая формула, имеющая для диапазона скоростей движения, характерного для реального автомобиля, следующий вид:

$$F_w = 0,5 \cdot c_x \cdot A \cdot \rho_w \cdot V^2, \quad (1.9)$$

где c_x – коэффициент обтекаемости; ρ_w – плотность воздуха $\rho_w = 1,202 \dots 1,225$ кг/м³; A – площадь миделева сечения (площадь поперечной проекции) автомобиля, м²; V – скорость встречного потока воздуха (скорость автомобиля), м/с.

$$V = \sqrt{V_a^2 + V_g^2 + 2V_a \cdot V_g \cdot \cos\beta}, \quad (1.10)$$

где β – угол между направлениями векторов движения автомобиля V_a и ветра V_g .

Площадь миделева сечения определяют

$$A = \alpha_A \cdot B_z \cdot H_z, \quad (1.11)$$

где α_A – коэффициент заполнения миделева сечения. Принимают $\alpha_A = 0,78 \dots 0,8$. B_z – ширина автомобиля без учета выступающих наружных

зеркал заднего вида, м; H_z – габаритная высота автомобиля (без учета антенн, фар на крыше, рейлингов и т. п.), м.

1.4. Коэффициент обтекаемости c_x некоторых автомобилей

ВАЗ 2101...07	0,48	<i>Opel Astra Sedan</i>	0,33
ВАЗ 2108...15	0,47...0,43	<i>HatchBack</i>	0,36
ВАЗ 2110	0,33	<i>Wagon</i>	0,35
ВАЗ 2111	0,36	<i>Peugeot 307</i>	0,36
ВАЗ 2112	0,34	<i>Land Rover Free Lander</i>	0,44
ВАЗ 2102...04	0,48	<i>Ford Maverick</i>	0,44
ВАЗ 2121...214	0,536	Автобус	> 0,7
ВАЗ 2123	0,455	Грузовик	> 0,65
М2141	0,35	Грузовик с прицепом	> 1,25

Под воздействием аэродинамических сил возникает и вертикальная сила. Эта сила оказывает существенное влияние на распределение нагрузок на колеса: в зависимости от скорости автомобиля сила может менять направление, прижимая или разгружая колеса, причём это изменение может быть различно для передней и задней оси автомобиля. Таким образом, прижимная аэродинамическая сила изменяет баланс автомобиля, что может как улучшить его управляемость, так и ухудшить ее.

Обтекаемость автомобиля можно рассчитать с помощью специальных программ, например, в *Ansys* (табл. 1.5). Такой расчет состоит из нескольких этапов: создание 3D-модели автомобиля (например, в *3D MAX* или в любой *3D CAD* программе); создание упрощенной «поверхностной» модели; создание сеточной модели автомобиля и окружающего пространства; задание начальных условий; решение; обработка результатов. Такая работа требует высокой квалификации инженеров и весьма сложного и дорого аппаратного и программного обеспечения. Например, для расчета c_x КамАЗ потребовалась генерация сеточной модели, содержащей около 500 тыс. узлов и 800 тыс. элементов, для решения которой потребовалось создать кластер из 8 компьютеров, каждый из которых имел память 4 Gb и процессор 3,2 GHz. При этом расчет длился 5 часов. Однако достоверность такого расчета сильно зависит от квалификации инженеров-расчетчиков.

1.5. Результаты расчета обтекаемости автомобиля КамАЗ с помощью *Ansys/CFX* (<http://www.cae-services.ru>)

	Кабина	Шасси	Колеса	Кузов	Сумма
Соппротивление*, Н	672	8	94	22	796
c_x ($A = 7,5 \text{ м}^2$)	0,54	0,006	0,075	0,017	0,64
Прижимная сила, Н	130	-36	351	-328	117

* – расчет сил выполнен для скорости 60 км/ч.

Экспериментально коэффициент обтекаемости c_x определяют с помощью аэродинамической трубы, в которой «продувают» полномасштабные или, чаще, уменьшенные модели. Каждое колесо автомобиля (или его модели) устанавливается на двухкомпонентный динамометр (измеряет силы по двум осям), который измеряет изменение составляющих под действием аэродинамической силы. Далее по полученной продольной компоненте силы из формулы (1.9) находят c_x .

От качества самой аэродинамической трубы зависит очень много: в «Формуле 1» практически все команды имеют свою аэродинамическую трубу для продувки уменьшенных в 2...2,5 раза моделей гоночных болидов. При этом конструкция трубы постоянно совершенствуется: считается, что за 5 лет конструкция трубы безнадежно устаревает.

Известен еще один экспериментальный метод определения коэффициента обтекаемости, но его точность еще ниже: с помощью зависимости (1.8) определяли коэффициент сопротивления качению. При этом сила сопротивления воздуха вычиталась при решении системы уравнений. Теперь, имея коэффициент сопротивления качению, легко получить силу сопротивления воздуха

$$F_w = m_1 \cdot (f_k \cdot g - a_1) \quad \text{откуда} \quad c_x = \frac{m_1 \cdot (f_k \cdot g - a_1)}{0,5 \cdot \rho_s \cdot A \cdot V^2}. \quad (1.12)$$

Следует заметить, что при расчете c_x желательно учесть влияние потерь в трансмиссии. При расчете f_k этого делать было не нужно, так как сила сопротивления трансмиссии при выбеге не зависит от массы автомобиля и при решении системы уравнений эта сила также была вычтена. Однако при расчете c_x вычитание не проводится, поэтому в зависимость (1.12) следует ввести силу сопротивления трансмиссии, приведенную к колесам и которую определили при вывешенном автомобиле по зависимости (1.4)

$$F_w = m_1 \cdot (f_k \cdot g - a_1) - F_{Tp} \quad (1.13)$$

или в развернутом виде

$$F_w = m_1 \cdot (f_k \cdot g - a_1) - F_{Tp0} - k_{Tp} \cdot V. \quad (1.14)$$

Тогда зависимость (1.12) примет вид

$$c_x = \frac{m_1 \cdot (f_k \cdot g - a_1) - F_{Tp0} - k_{Tp} \cdot V}{0,5 \cdot \rho_s \cdot A \cdot V^2}. \quad (1.15)$$

1.1.4. Расчет мощности двигателя

В техническом задании на проектирование автомобиля, как правило,

приводятся два параметра, которые влияют на итоговую мощность двигателя: максимальная скорость V_{max} автомобиля и его динамический фактор D_a на прямой передаче при полной (расчетной) загрузке. Необходимую для обеспечения этих параметров мощность рассчитают по независимым методикам, а затем выбирают большую из двух полученных мощностей, так как именно эта бóльшая мощность двигателя обеспечит выполнение обоих заданных параметров (в этом случае один из них будет «перевыполнен»).

1.1.4.1. Расчет мощности двигателя по максимальной скорости автомобиля

Мощности двигателя должно хватить для разгона автомобиля до максимальной скорости, указанной в задании на проектирование автомобиля. На максимальной скорости автомобиль испытывает сопротивление качению колес и аэродинамическое сопротивление. Разгон на максимальной скорости уже невозможен, также как невозможен подъем в гору без потери скорости:

$$P_{max}^V = \frac{M_a \cdot g \cdot f_{max} \cdot V_{max} + 0,5 \cdot c_x \cdot \rho_a \cdot A \cdot V_{max}^3}{\eta_{mp} \cdot K_p}, \quad (1.16)$$

где M_a – полная масса автомобиля, кг; V_{max} – максимальная скорость автомобиля по заданию на проектирование, м/с; c_x – коэффициент обтекаемости (см. п. 1.1.3); ρ_a – плотность воздуха на высоте 200 м над уровнем моря, $\rho_a = 1,202$ кг/м³ [5]; A – площадь миделева сечения автомобиля по формуле (1.11), м²; η_{mp} – КПД трансмиссии на прямой передаче в КП (см. п. 1.1.1); K_p – коэффициент коррекции мощности, учитывающий потери мощности на привод генератора, компрессора кондиционера, насоса гидроусилителя руля, вентилятора системы охлаждения, потери в выхлопной системе и т.п., $K_p = 0,95$; f_{max} – сопротивление качению шины при максимальной скорости автомобиля (см. п. 1.1.2):

$$f_{max} = f_0 \cdot (1 + A_f \cdot V_{max}^2).$$

Таким образом, для поддержания максимальной скорости полностью груженого автомобиля необходим двигатель мощностью P_{max}^V .

1.1.4.2. Расчет мощности двигателя по динамическому фактору автомобиля

Типовая методика

В основе методики лежит предположение, что у нового двигателя

форма (но не численные значения) кривых зависимостей внешней скоростной характеристики (ВСХ) будет такая же, как и у прототипа.

В качестве исходных данных для расчета мощности нового двигателя берут характеристики двигателя автомобиля-прототипа (у всех параметров, относящихся *только* к прототипу, вводится верхний индекс n – прототип):

- P_{max}^n – максимальная мощность двигателя прототипа, развиваемая при соответствующей угловой скорости ω_p ;
- T_p^n – крутящий момент двигателя прототипа при максимальной мощности P_{max}^n :

$$T_p^n = \frac{P_{max}^n}{\omega_p}. \quad (1.17)$$

- T_{max}^n – максимальный крутящий момент двигателя прототипа, развиваемый при соответствующей угловой скорости ω_T .

Собственно вышеприведенные параметры необходимы лишь для определения, двух характеристик:

- коэффициента приспособляемости по угловой скорости

$$K_\omega = \frac{\omega_p}{\omega_T}; \quad (1.18)$$

- коэффициента приспособляемости по крутящему моменту

$$K_T = \frac{T_{max}^n}{T_p^n}. \quad (1.19)$$

Порядок расчета.

1. Находим скорость автомобиля V_D , на которой должна быть обеспечена требуемая динамика автомобиля, характеризуемая динамическим фактором D_a , выданным в задании на проектирование автомобиля. При этом предполагается, что автомобиль движется на прямой передаче в КП, а угловая скорость коленчатого вала двигателя соответствует оборотам максимального крутящего момента ω_T :

$$V_D = \frac{V_{max}}{K_\omega}. \quad (1.20)$$

2. Находим мощность (не максимальную!), которую должен развить двигатель, для обеспечения заданной динамики D_a на скорости V_D (при этом угловая скорость двигателя будет равна ω_T):

$$P_D = \frac{M_a \cdot g \cdot D_a \cdot V_D + 0,5 \cdot c_x \cdot \rho_e \cdot A \cdot V_D^3}{\eta_{mp} \cdot K_p}. \quad (1.21)$$

Расшифровку входящих параметров см. зависимость (1.16).

3. По коэффициентам приспособляемости прототипа находим коэффициенты a , b , c полинома третьей степени, описывающего кривую зависимости мощности двигателя от относительной угловой скорости двигателя ω_e/ω_p :

$$a = \frac{K_T \cdot K_\omega \cdot (2 - K_\omega) - 1}{K_\omega \cdot (2 - K_\omega) - 1}; \quad (1.22)$$

$$b = -\frac{2 \cdot K_\omega \cdot (K_T - 1)}{K_\omega \cdot (2 - K_\omega) - 1}; \quad (1.23)$$

$$c = \frac{K_\omega^2 \cdot (K_T - 1)}{K_\omega \cdot (2 - K_\omega) - 1}. \quad (1.24)$$

Корректность расчета коэффициентов a , b , c проверяем следующим равенством

$$a + b + c = 1. \quad (1.25)$$

4. Максимальную мощность двигателя рассчитывают, используя упомянутый в п. 3 полином третьей степени

$$P_{max}^D = \frac{P_D}{\left[a \cdot \left(\frac{1}{K_\omega} \right) + b \cdot \left(\frac{1}{K_\omega} \right)^2 + c \cdot \left(\frac{1}{K_\omega} \right)^3 \right]}. \quad (1.26)$$



Примечание. Типовая методика очень требовательна к адекватности исходных данных. Производители двигателей в угоду рынку публикуют данные в «выгодном свете». Проверить исходные данные можно следующим образом: по графикам найти максимальную мощность P_{max} (Вт); поделить это значение на угловую скорость ω_p (рад/с); полученное число сравнить с крутящим моментом T_p (Н·м) при той же угловой скорости; если совпадения нет, то, как минимум, одна из кривых некорректна. Кроме того, максимальная мощность должна быть действительно максимальной, а не расти при дальнейшем увеличении угловой скорости (хотя автомобили с такими двигателями «в принципе» существуют, если у производителя возникла необходимость ограничить номинальную угловую скорость ω_p двигателя, например, по критерию внешнего шума). Кроме того, T_{max} и соответствующая ω_T в рамках *типовой* методики должны быть найдены по ВСХ прототипа путем их подбора по критерию падения мощности P_e после ω_p .

Типовая упрощенная методика

В основе методики лежит предположение, что двигатель прототипа характеризуется коэффициентами приспособляемости $K_\omega = 2$ и $K_T = 1,25$, при которых коэффициенты полинома (1.26) $a = b = 1$, $c = -1$, что характеризует (очень приближенно) двигатель с карбюратором старой конструкции с не настроенной на резонанс выхлопной системой.

По типовой упрощенной методике зависимость (1.20) принимает вид

$$V_D = \frac{V_{max}}{2}. \quad (1.27)$$

P_D рассчитывают по зависимости (1.21), а зависимость (1.26) резко упрощается

$$P_{max}^D = \frac{P_D}{\left[1 \cdot \left(\frac{1}{2}\right) + 1 \cdot \left(\frac{1}{2}\right)^2 - 1 \cdot \left(\frac{1}{2}\right)^3 \right]} = \frac{P_D}{0,625} = 1,6 \cdot P_D. \quad (1.28)$$

Новая методика

Необходимость в разработке *новой* методики возникла из-за того, что зависимости мощности и крутящего момента от угловой скорости современных двигателей невозможно с приемлемой для практики точностью описать полиномами даже шестой степени, не говоря уж о полиноме третьей степени, применяемого в *типовой* методике. Новые двигатели имеют системы изменения фаз газораспределения (*VVTi*, *DoubleVVTi*, *VTEC* и т.п.), широко применяются компрессоры и/или турбины во впускном коллекторе, непосредственный впрыск топлива в камеру сгорания, изменяется степень сжатия в камерах сгорания. Все эти системы резко изменяют форму кривой крутящего момента, делая ее практически горизонтальной и спрямленной в большей части рабочего диапазона угловых скоростей. Полином такой зависимости становится чрезвычайно громоздким и неприемлемым.

Сущность *новой* методики заключается в подборе такого двигателя, который бы при движении автомобиля на прямой передаче в КП на скорости $V_D = 70 \dots 80$ км/ч обеспечивал бы возможность разгона с ускорением, характеризуемым динамическим фактором D_a , указанным в задании на проектирование автомобиля. Именно на скоростях $70 \dots 80$ км/ч важна разгонная динамика автомобиля, так как она влияет на безопасность обгонов.

Как и по *типовой* методике, расчет выполняется в два этапа.

Порядок расчета.

1. Вычисляем мощность двигателя P_D , необходимую для начала разгона с динамическим фактором D_a со скорости V_D (примем, например, 80 км/ч). Расчет ведется по зависимости (1.21).

2. Для отыскания угловой скорости двигателя при скорости автомобиля V_D на прямой передаче в КП необходимо составить пропорцию, предполагая, что на максимальной скорости автомобиля двигатель будет иметь угловую скорость, равную угловой скорости при максимальной мощности ω_p (часто называемой номинальной):

$$\omega_D = \frac{V_D}{V_{\max}} \omega_p. \quad (1.29)$$

Таким образом, для того, чтобы автомобиль показал заданную динамичность на скорости V_D , необходим двигатель, развивающий мощность P_D при угловой скорости ω_D .

3. Определяем максимальную мощность P_{\max}^D при ω_p двигателя, развивающего мощность P_D при угловой скорости ω_D .

Так как разработкой и изготовлением двигателей чаще занимаются поставщики автокомпонентов, то выбираем двигатель по каталогам продукции этих поставщиков. При этом по ВСХ предлагаемого производителем двигателя подбираем такой, у которого бы его мощность при угловой скорости ω_D была бы равна или чуть больше рассчитанной P_D (ω_D рассчитывается по (1.29) для каждого конкретного двигателя по его ω_p).

В учебных задачах для упрощения поиска двигателя допускается использование ВСХ двигателя автомобиля-прототипа

$$P_{\max}^D = P_D \frac{P_{\max}^n}{P_D^n} \quad \text{или} \quad P_{\max}^D = P_D \frac{T_p^n \cdot \omega_p}{T_D^n \cdot \omega_D}, \quad (1.30)$$

где верхний индекс n показывает, что параметр относится к характеристикам двигателя автомобиля-прототипа; P_{\max}^n и P_D^n мощность по ВСХ двигателя прототипа при угловой скорости соответственно ω_p и ω_D ; T_p^n и T_D^n – крутящий момент по ВСХ двигателя прототипа при угловой скорости соответственно ω_p и ω_D .

Таким образом, для обеспечения заданной динамичности автомобиля на скорости V_D двигатель должен иметь максимальную мощность P_{\max}^D при угловой скорости ω_p .



Примечание. Для того, чтобы убедиться в корректности характеристики двигателя прототипа, расчет P_{\max}^D следует производить по обеим формулам (1.30), сравнив их между собой – результаты должны совпасть.

1.1.4.3. Выбор двигателя по результатам расчетов

Из двух рассчитанных в пп. 1.1.4.1 и 1.1.4.2 мощностей двигателя проектируемого автомобиля для дальнейших расчетов необходимо выбрать наибольшую, как обеспечивающую и достижение заданной максимальной скорости, и заданную динамичность автомобиля

$$P_{max} = \max \begin{cases} P_{max}^V \\ P_{max}^D \end{cases} \text{ при } \omega_p. \quad (1.31)$$



Примечание 1. С одной стороны электронная система управления современных двигателей ограничивает (прекращает) подачу топлива при достижении максимальных оборотов ω_{max} ($\omega_{max} > \omega_p$), при этом автомобиль начинает «дергаться». Поэтому «раскрутить» двигатель выше ω_{max} практически невозможно. С другой стороны при расчетных (максимальных) сопротивлениях качению и воздуха двигатель не сможет раскрутиться выше ω_p , так как, по определению, это обороты максимальной мощности, а при увеличении скорости выше V_{max} мощность сопротивлений вырастает выше P_{max}^V – двигатель «не вытянет». Если бы двигатель имел ограничение угловой скорости на уровне ω_p , тогда V_{max} не изменилась бы. Однако, если в качестве окончательной будет выбрана мощность P_{max}^D , рассчитанная по динамическому фактору и превышающая P_{max}^V , а ограничитель сработает при угловой скорости ω_{max} , что на 5...15 % больше ω_p , в таком случае реальная V_{max} может оказаться выше регламентированной в задании.



Примечание 2. Реальная V_{max} может оказаться выше заданной:

- при неполной загрузке автомобиля (меньше сопротивление качению);
- при других характеристиках шин (выше давление или меньше ширина, следовательно, меньше f_k);
- при меньшем атмосферном давлении (меньше плотность воздуха следовательно меньше сила сопротивления воздуха);
- при попутном ветре;
- в «аэродинамическом мешке» за впереди идущим автомобилем (термин автогонщиков – *Slip Stream*).

В большинстве вышеперечисленных случаев определить реальную максимальную скорость автомобиля можно, решив кубическое уравнение (1.16) относительно V_{max} и подставив вместо P_{max}^V выбранную по (1.31) мощность.



Примечание 3. При окончательном выборе двигателя по результатам расчета по динамическому фактору автомобиля $P_{max} = P_{max}^D$ максимальную скорость автомобиль сможет развить на высшей, например, пятой, передаче (при необходимости определяется из мощностного баланса).

1.1.5. Расчет внешней скоростной характеристики двигателя

Завершается расчет мощности двигателя построением ВСХ двигателя. Для начала сформулируем уже рассчитанные паспортные характеристики нового двигателя:

- Максимальная мощность P_{max} при ω_p ;
- Максимальный крутящий момент (при расчете по *типовым* методикам)

$$T_{max} = T_p \cdot K_T = \frac{P_{max}}{\omega_p} \cdot K_T \text{ при } \omega_T. \quad (1.32)$$

Если в качестве максимальной выбрана мощность по динамическому фактору P_{max}^D , а ее расчет вели по *новой* методике, то максимальный крутящий момент на этом этапе не определяем.

- Минимальная угловая скорость двигателя ω_{min} : определяется по характеристике прототипа. Обычно для современных легковых автомобилей составляет $\omega_{min} = 70 \dots 80 \text{ с}^{-1}$.
- Максимальная угловая скорость двигателя ω_{max} : также определяется по характеристике прототипа. Обычно составляет

$$\omega_{max} = (1,05 \dots 1,15) \omega_p, \text{ с}^{-1}. \quad (1.33)$$

В зависимости от выбранной в п. 1.1.4.2 методики строим ВСХ, используя полином (*типовая* или *типовая упрощенная* методики), либо путем умножения всех точек ВСХ прототипа на постоянный коэффициент K (при расчете по учебному варианту *новой* методики). Если по *новой* методике был подобран реальный двигатель (не учебный вариант), то самим рассчитывать его ВСХ нет необходимости т.к. она уже есть (ведь выбирали двигатель именно по этой характеристике).

Расчет ВСХ с помощью полинома

Расчет лучше всего выполнять с помощью табличного процессора, например, *MS Excel* (можно использовать и другие программы, например, Математика, *Mathcad*).

Первая строка заполняется значениями угловой скорости ω_e двигателя от минимальных ω_{min} до максимальных ω_{max} с шагом $10 \dots 50 \text{ с}^{-1}$ (чем мельче шаг, тем точнее расчет). При этом **обязательно** (!) следует ввести значения угловой скорости ω_T при T_{max} и ω_p при P_{max} , если только они не совпадают со значениями угловой скорости, заданными с вышеупомянутым шагом.

Значения второй строки рассчитываем по ω_e текущей строки

$$P_e = P_{max} \left(a \frac{\omega_e}{\omega_p} + b \left(\frac{\omega_e}{\omega_p} \right)^2 + c \left(\frac{\omega_e}{\omega_p} \right)^3 \right). \quad (1.34)$$

Коэффициенты a , b , c берем из соответствующей методики п. 1.1.4.2 (типовой или типовой упрощенной).

Значения третьей строки рассчитываем по ω_e и P_e текущего столбца:

$$T_e = P_e / \omega_e. \quad (1.35)$$

Например, если $P_{max} = 72,1$ кВт (98 л.с.) при $\omega_p = 418$ с⁻¹ (4000 об/мин) и $T_{max} = 225$ Н·м при $\omega_T = 209$ с⁻¹ (2000 об/мин), то $K_\omega = 2$; $K_T = 1,25$; $a = 1$; $b = 1$, $c = -1$. $\omega_{min} = 80$ с⁻¹; $\omega_{max} = 409 \cdot 1,1 \approx 440$ с⁻¹. Результаты расчетов заносим в таблицу 1.6 (примем шаг угловой скорости, равный 25).

1.6. Табулированные значения ВСХ двигателя, рассчитанные с помощью полинома 3 степени*

$\omega_e, \text{с}^{-1}$	80	100	125	150	175	200	209	225	250	275	300	325	350	375	400	418	425
$P_e, \text{кВт}$	16	21	27	33	39	44	45	51	56	60	65	68	70	71,9	72	72,1**	72
$T_e, \text{Н·м}$	205	211	217	221	224	224,5	225**	224,7	223	220	215	209	201	192	181	173	169

* – Все значения в таблице округляем до целого, кроме тех, которые совпадают в соседних столбцах.

** – Значения максимальной мощности и максимального крутящего момента выделяем.

Расчет ВСХ с помощью коэффициента пропорциональности («новая» методика, учебный вариант)

По ВСХ двигателя прототипа табулируем значения его мощности по угловой скорости с шагом $10 \dots 50$ с⁻¹.

Рассчитываем коэффициент пропорциональности

$$K = P_{max} / P_{max}^n. \quad (1.36)$$

Находим значения мощности нового двигателя, умножив мощность прототипа в каждом столбце таблицы на коэффициент пропорциональности (1.36). Затем находим крутящий момент по зависимости (1.35). Значения заносим в таблицу 1.7 и строим график (рис. 1.3).

1.7. ВСХ двигателя, рассчитанная по *новой* методике (прототип – двигатель УМЗ 4218-10, коэффициент пропорциональности $K = 1,05$)

$n_e, \text{мин}^{-1}$	1000	1250	1500	1750	2000	2250	2500	2750	3000	3250	3500	3750	4000	4250	4500
$\omega_e, \text{с}^{-1}$	105	131	157	183	209	236	262	288	314	340	367	393	419	445	471
$P_e, \text{кВт}$	20	25	31	37	43	48	53	57	62	66	69	71	72	71	69
$T_e, \text{Н}\cdot\text{м}$	187	193	196	202	204	202	203	199	196	193	187	182	172	160	146
Y^*	65	68	70	74	75	74	75	72	70	69	65	61	55	48	38

* Y – приведенное к масштабу мощности значение момента: $Y = (T_e - T_-) \cdot k_{np} + Y_0$, где T_- – округленное «вниз» значение минимального момента T_e ($T_e = 146$, $T_- = 145$); Y_0 – половина округленного «вверх» до ближайшего кратного четырем значения максимальной мощности ($P_{max} = 72$, $P_+ = 76$, $Y_0 = 76/2 = 38$); $k_{np} = Y_0 / (T_+ - T_-)$; T_+ – округленное «вверх» значение максимального момента, при этом разность $(T_+ - T_-)$ должна делиться без остатка на 2 ($T_+ = 205$).

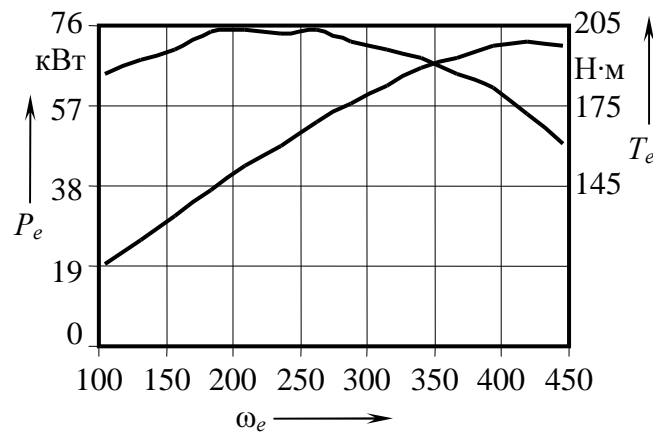


Рис. 1.3. Внешняя скоростная характеристика двигателя



Примечание. Значения крутящего момента «приводят» к одному масштабу со значениями мощности и строят (в *Excel*) на одном графике истинную мощность $P_e(\omega_e)$ и приведенный момент $Y(\omega_e)$. Максимум левой шкалы выбирают равным P_+ , а цену деления выбирают $P_+/4$. Затем (в текстовом редакторе) на правой шкале подписывают значения шкалы (T_+ , T_- и среднее между ними).

1.2. Расчет передаточных чисел в трансмиссии

В трансмиссии угловая скорость валов изменяется в нескольких местах: в дополнительной коробке (грузовые автомобили), коробке передач (КП), раздаточной коробке (РК), которая обычно есть в автомобилях повышенной проходимости, главной передаче, колесном редукторе (в легковых автомобилях применяется редко). Однако только в последних двух узлах современных автомобилей передаточное число всегда постоянно, тогда как в «коробках» передаточное отношение может изменяться в широких пределах. Но, как правило, во всех коробках есть так называемая «прямая

передача», при включении которой угловые скорости входного и выходного валов совпадают. При этом остаются не задействованными промежуточные валы, что способствует снижению потерь в трансмиссии и достижению максимума КПД агрегата. При движении на прямой передаче автомобиль становится наиболее экономичным, и именно на прямой передаче большинство автомобилей развивают максимальную скорость (исключениями являются, например, автомобили *BMW*, которые достигают максимума скорости на ускоряющей передаче в КП). Поэтому общее передаточное отношение постоянных зацеплений (чаще всего только главной передачи) определяют из отношения угловых скоростей двигателя и ведущих колес на максимальной скорости, предполагая, что и двигатель будет работать на режиме максимальной мощности

$$i_0 = \frac{\omega_p \cdot r_k}{V_{max}}, \quad (1.37)$$

где ω_p – угловая скорость ведущего вала главной передачи (она равна скорости двигателя).

Кинематический радиус качения эластичной шины зависит от крутящего момента на колесе и изменяется в широких пределах. Однако с достаточной для практики точностью кинематический радиус можно заменить динамическим радиусом:

$$r_{\partial} = r_0 - \frac{r_0 - r_c}{3}, \quad (1.38)$$

где r_0 – номинальный (свободный) радиус недеформированной шины, м; r_c – статический радиус неподвижной шины, нагруженной нормальной силой, м

$$r_c = \frac{d}{2} + B_{ш} \cdot \Delta \cdot \lambda_{см}, \quad (1.39)$$

где d – посадочный диаметр шины, м; $B_{ш}$ – ширина профиля шины, м; Δ – профиль шины; $\lambda_{см}$ – коэффициент смятия профиля шины. Например, для шины 175/70R13 $d = 13 \cdot 0,0254$ м; $B_{ш} = 0,175$ м; $\Delta = 0,7$.

Коэффициент смятия зависит от давления в шине, нагрузки на нее, ее конструкции и профиля. Для радиальных шин $\lambda_{см} = 0,8 \dots 0,85$. Причем меньшие значения соответствуют меньшему давлению в шине, большей нагрузке, большему профилю Δ .

Трансмиссия некоторых автомобилей включает агрегаты, в которых высшая передача не является прямой, например, РК автомобилей серии ВАЗ – 2121, Шеви-Нива имеет передаточное число 1,2, что связано с уни-

фикацией с КП автомобилей «классического»* ряда ВАЗ (колеса Нивы в 1,2 раза больше колес «классики»). В этом случае по вышеприведенной зависимости было найдено общее передаточное число главной передачи и РК. Аналогичный результат будет и в случае применения колесных редукторов. Разделить передаточные отношения главной передачи и колесного редуктора можно из конструктивных соображений (в данном пособии не рассматриваются).

Расчет передаточных чисел в КП ведется в три этапа:

- определение первой передачи и (если есть) пониженной передачи в РК;
- определение передаточных чисел остальных передач в КП;
- определение передаточного числа экономической передачи.

Передаточное число первой передачи КП рассчитываем из условия обеспечения необходимой тяги в *нормальных* дорожных условиях по преодолеваемому сопротивлению Ψ_1 , имеющемуся в задании на проектирование автомобиля:

$$i_1 = \frac{G_a \cdot \Psi_1 \cdot r_d}{T_{max} \cdot i_0 \cdot \eta_{mp1-3} \cdot K_p}, \quad (1.40)$$

где η_{mp1-3} – КПД трансмиссии на 1 – 3 передачах в КП.

Принято также проверять полученное передаточное число i_1 по условию отсутствия буксования на дороге с хорошим коэффициентом сцепления ($\varphi_x = 0,8$)

$$i_1 \leq \frac{G_i \cdot m_{gi} \cdot \varphi_x \cdot r_d}{T_{max} \cdot \eta_{mp1-3} \cdot K_p \cdot i_0}, \quad (1.41)$$

где i – номер ведущей оси; G_i – вес автомобиля, приходящийся на ведущую ось, Н; m_{gi} – коэффициент динамического перераспределения вертикальных реакций на ведущую ось.

Для переднеприводного автомобиля

$$m_{g1} = \frac{L(L_2 - \varphi_x \cdot h_g)}{L_2(L - \varphi_x \cdot h_g)}; \quad (1.42)$$

для заднеприводного автомобиля

$$m_{g2} = \frac{L}{L - \varphi_x \cdot h_g}, \quad (1.43)$$

где h_g – высота центра масс автомобиля, м; L – база автомобиля, м; L_2 – расстояние от центра масс автомобиля до его задней оси, м.

* Компоновку автомобилей с передним расположением двигателя и приводом только на заднюю ось принято называть классической

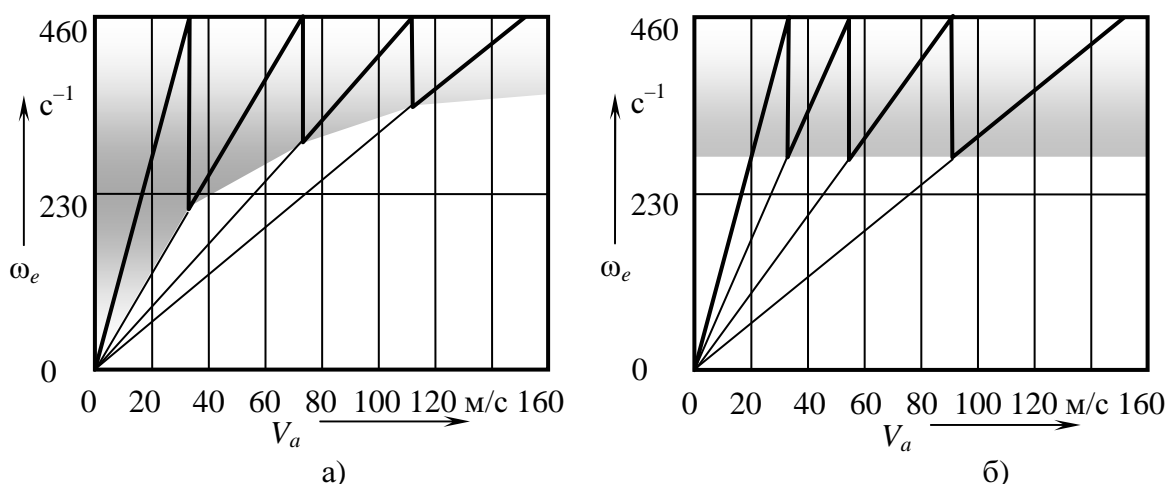


Рис. 1.4. Скоростная характеристика автомобиля типа УАЗ–Патриот:
 а – гиперболический ряд в КП; б – геометрический ряд в КП

Четвертую передачу в КП обычно принимают прямой, то есть $i_4 = 1$.

Определение передаточных чисел второй, третьей и пятой передач выполняют с помощью различных прогрессий: ряды чисел передач легковых автомобилей, в том числе кроссоверов, чаще всего считают по гиперболическому ряду, обеспечивающему наилучшую динамику автомобиля на высоких скоростях (высшие передачи 3 и 4 оказываются сближенными):

$$i_k = \frac{i_1}{1 + (k-1) \cdot \frac{i_1 - 1}{n-1}}, \quad (1.44)$$

где k – номер рассчитываемой передачи; n – номер прямой передачи.

Автомобили высокой проходимости, грузовики, автобусы, для которых важна тяговая характеристика во всем диапазоне скоростей движения расчет КП обычно ведут по геометрической прогрессии

$$i_k = \sqrt[n-k]{i_1^{n-k}}. \quad (1.45)$$

Как видно на рис. 1.4, максимальные скорости автомобиля на второй и третьей передачах зависят от ряда, по которому был выполнен расчет.

При интенсивном разгоне автомобиля (двигатель «раскручивается» до оборотов максимальной мощности) и если КП рассчитана по геометрическому ряду, то при очередном переключении передач скорость двигателя падает всегда до одной и той же величины 288 с^{-1} .

Если же КП рассчитана по гиперболическому ряду, то по мере переключения передач минимальная угловая скорость двигателя растет. Такой автомобиль будет иметь преимущество при разгоне, особенно на высоких скоростях: в диапазоне скоростей от 93,7 до 112,2 км/ч первый автомобиль (геом. ряд) должен уже ехать на 4 передаче, тогда как второй (гиперб. ряд) может ехать еще на третьей, где сила тяги больше. Аналогичные явления происходят и в диапазоне скоростей 58,5...74,4 км/ч. В диапазонах скоро-

стей 36,5...58,5 км/ч и 74,4...93,7 км/ч преимущество по тяге имеет первый автомобиль, но длительность по времени этих этапов меньше, соответственно и преимущество во времени выигрывается немного.

Наиболее ярко видны различия в рядах после расчета разгонной характеристики и при оценке времени разгона в диапазоне скоростей 80...120 км/ч (так называемая «эластичность» разгона).

Следует заметить, что передаточное число пятой (экономической) передачи можно найти тремя способами. Первое и второе значения получены с помощью рядов (см. выше).

Третье значение, обеспечивающее наилучшие показатели топливной экономичности, можно получить, решая кубическое уравнение мощностного баланса для оптимальной загрузки двигателя по мощности $P_{\text{эк}}$ и угловой скорости $\omega_{\text{эк}}$, воспользовавшись формулой Кардано ([6]).

$$k_2 = G_a \cdot f_0 \cdot A_f + 0,5 \cdot C_x \cdot \rho_g \cdot A; \quad (1.46)$$

$$k_1 = \frac{G_a \cdot f_0}{k_2}; \quad (1.47)$$

$$k_0 = -\frac{P_{\text{эк}} \cdot \eta_{mp5} \cdot K_p}{k_2}; \quad (1.48)$$

$$D = \left(\frac{k_1}{3}\right)^3 + \left(\frac{k_0}{2}\right)^2; \quad (1.49)$$

$$V_{\text{эк}} = \sqrt[3]{-\frac{k_0}{2} + \sqrt{D}} + \sqrt[3]{-\frac{k_0}{2} - \sqrt{D}}; \quad (1.50)$$

$$i_{\text{эк}} = \frac{\omega_{\text{эк}} \cdot r_c}{V_{\text{эк}} \cdot i_0}. \quad (1.51)$$

Таким образом, максимальная топливная экономичность автомобиля будет достигнута на скорости $V_{\text{эк}}$ при передаточном числе пятой передачи в КП $i_{\text{эк}}$.

Однако для мощных автомобилей при рассчитанной по формулам Кардано пятой передаче $V_{\text{эк}}$ оказывается значительно выше 100 км/ч. Такой скоростной режим поддерживать в РФ нельзя, поэтому этот результат приемлем только для слабо энерговооруженных автомобилей.

Передаточное число в РК автомобиля повышенной (высокой) проходимости следует определять по максимальному дорожному сопротивлению Ψ_{max} , которое он сможет преодолеть только на первой передаче в КП и на пониженной в РК:

$$i_{pk} = \frac{\Psi_{\text{max}} \cdot \eta_{mp1-3}}{\Psi_1 \cdot \eta_{mp pk}}, \quad (1.52)$$

где Ψ_1 – дорожное сопротивление, преодолеваемое автомобилем на первой

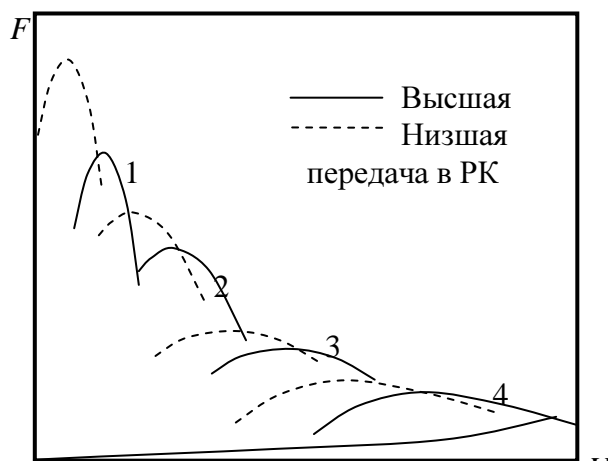


Рис. 1.5. Силовой баланс автомобиля с двухступенчатой РК, рассчитанной с помощью зависимости (1.53)

передаче в КП и прямой (повышенной) передаче в РК; $\eta_{mp\ rk}$ – КПД трансмиссии на пониженной передаче в РК и, разумеется, первой передаче в КП.

Для обеспечения высокой тяги во всем диапазоне скоростей тяжелого грузового транспортного средства требуется большое количество передач (12, 18, 24). Расчет передаточных чисел трансмиссии таких автомобилей обычно выполняют по геометрическому ряду. Затем вычисляют передаточное число пониженной передачи в дополнительной коробке

$$i_{oon} = u \sqrt{\frac{i_1}{i_2}}, \quad (1.53)$$

где u – количество ступеней в раздаточной (дополнительной) коробке передач.

При $u = 2$ передачи пониженного ряда «попадают» в середину между передачами высшего ряда (рис. 1.5).

1.3. Мощностной и силовой балансы автомобиля

В силовой баланс автомобиля входят сила тяги на ведущих колесах с одной стороны и силы сопротивления движению с другой стороны: сила сопротивления качению F_k , сила сопротивления воздуха F_w , сила сопротивления подъема F_{Π} и сила сопротивления разгону $F_{и}$. Однако при равномерном движении ($F_{и} = 0$) по горизонтальной дороге ($F_{\Pi} = 0$) баланс упрощается – в правую его части остаются только две силы

$$F_t = F_k + F_w. \quad (1.54)$$

С помощью зависимости (1.54) вычисляют силу тяги на ведущих колесах при равномерном движении автомобиля по горизонтальной дороге. Однако силовой баланс чаще используется для определения запаса силы тяги на некоторой скорости и на некоторой передаче в КП. В этом случае составляющие баланса вычисляем по зависимостям

$$F_t = \frac{T_e \cdot i_{kn} \cdot i_0 \cdot \eta_{mp} \cdot K_p}{r_k}; \quad (1.55)$$

$$F_k = f_k \cdot G_a; \quad (1.56)$$

$$F_w = 0,5 \cdot c_x \cdot A \cdot \rho_a \cdot V_a^2. \quad (1.57)$$

переменными в балансе являются:

- момент T_e (см. п. (1.1.5));
- передаточное число $i_{кп}$ в КП (см. п. 1.2);
- КПД η_{mp} трансмиссии, зависит от включенной передачи в КП или в РК (см. зависимости (1.1) или (1.5));
- коэффициент сопротивления качению (см. зависимости (1.6) или (1.7));
- текущая скорость V_a автомобиля;
- кинематический радиус r_k зависит от крутящего момента на колесе, но для упрощения этой зависимостью часто пренебрегают $r_k = r_\partial$ (см. (1.38)).

Мощностной баланс получим, умножив все слагаемые силового баланса на текущую скорость автомобиля:

$$P_t = F_t \cdot V_a; \quad (1.58)$$

$$P_k = F_k \cdot V_a; \quad (1.59)$$

$$P_w = F_w \cdot V_a. \quad (1.60)$$

Расчет ведем для всех передач в КП при высшей передаче в РК, а также для первой и второй передач в КП при пониженной в РК передаче (для грузовых автомобилей – на всех передачах).

Текущую скорость вычисляем по формуле

$$V_a = \frac{\omega_e \cdot r_\partial}{i_0 \cdot i_{кп} \cdot i_{рк}}. \quad (1.61)$$

Результаты расчета сведем в табл. 1.8 и покажем на рис. 1.6 и 1.7.

1.8. Силовой и мощностной балансы автомобиля

КП/РК	ω_e	T_e	V_a	f_k	F_t	F_k	F_∂	F_k+F_∂	P_t	P_k	P_∂	P_k+P_∂
1/н (1 передача в КП / низшая в РК)	105	187	1,3	0,01501	12418	390,3	1,5	391,8	16	0,50	0,00	0,50
	131	193	1,6	0,01502	12772	390,5	2,3	392,8	20	0,62	0,00	0,63
	157	196	1,9	0,01503	13009	390,7	3,3	394,1	25	0,75	0,01	0,75
	183	202	2,2	0,01504	13431	391,0	4,5	395,6	30	0,87	0,01	0,88
	209	204	2,6	0,01505	13526	391,3	5,9	397,3	35	1,00	0,02	1,01
	236	202	2,9	0,01507	13403	391,7	7,5	399,3	39	1,13	0,02	1,15
	262	203	3,2	0,01508	13482	392,1	9,3	401,4	43	1,25	0,03	1,28
	288	199	3,5	0,01510	13224	392,6	11,2	403,8	46	1,38	0,04	1,42
	314	196	3,8	0,01512	13009	393,1	13,4	406,5	50	1,50	0,05	1,56
	340	193	4,1	0,01514	12827	393,6	15,7	409,3	53	1,63	0,06	1,69
	367	187	4,5	0,01516	12418	394,2	18,2	412,4	55	1,76	0,08	1,84

Продолжение табл. 1.8

КП/РК	ω_e	T_e	V_a	f_k	F_t	F_k	F_ϵ	F_k+F_ϵ	P_t	P_k	P_ϵ	P_k+P_ϵ
	393	182	4,8	0,01519	12063	394,9	20,9	415,8	58	1,89	0,10	1,99
	419	172	5,1	0,01521	11420	395,5	23,8	419,3	58	2,02	0,12	2,14
	445	160	5,4	0,01524	10644	396,2	26,8	423,1	58	2,15	0,15	2,29
	461	146	5,6	0,01526	9658	396,7	28,8	425,5	54	2,23	0,16	2,39
2/н	105	187	2,6	0,01506	6101	391,4	6,2	397,6	16	1,02	0,02	1,03
	131	193	3,2	0,01509	6275	392,2	9,6	401,8	20	1,27	0,03	1,31
	157	196	3,9	0,01513	6391	393,2	13,9	407,1	25	1,53	0,05	1,59
	183	202	4,5	0,01517	6599	394,4	18,8	413,2	30	1,79	0,09	1,87
	209	204	5,2	0,01522	6645	395,7	24,6	420,4	35	2,05	0,13	2,18
	236	202	5,9	0,01528	6585	397,3	31,3	428,6	39	2,32	0,18	2,51
	262	203	6,5	0,01535	6623	399,0	38,5	437,5	43	2,59	0,25	2,84
	288	199	7,1	0,01542	6497	400,9	46,6	447,5	46	2,86	0,33	3,19
	314	196	7,8	0,01550	6391	403,0	55,4	458,4	50	3,14	0,43	3,57
	340	193	8,4	0,01559	6302	405,2	64,9	470,1	53	3,42	0,55	3,96
	367	187	9,1	0,01568	6101	407,7	75,4	483,1	55	3,70	0,69	4,39
	393	182	9,7	0,01578	5926	410,3	86,7	497,0	58	4,00	0,84	4,84
	419	172	10,4	0,01589	5610	413,1	98,5	511,6	58	4,29	1,02	5,31
	445	160	11,0	0,01600	5229	416,1	111,2	527,2	58	4,59	1,23	5,82
461	146	11,4	0,01608	4745	417,9	119,2	537,1	54	4,77	1,36	6,14	
1 (1 передача в КП / высшая в РК)	105	187	2,3	0,01504	7451	391,1	4,9	395,9	17	0,90	0,01	0,91
	131	193	2,9	0,01507	7663	391,7	7,6	399,3	22	1,13	0,02	1,15
	157	196	3,5	0,01510	7805	392,5	10,9	403,4	27	1,36	0,04	1,39
	183	202	4,0	0,01513	8059	393,4	14,8	408,2	32	1,58	0,06	1,64
	209	204	4,6	0,01518	8116	394,5	19,4	413,9	37	1,82	0,09	1,91
	236	202	5,2	0,01522	8042	395,7	24,6	420,4	42	2,06	0,13	2,18
	262	203	5,8	0,01527	8089	397,1	30,3	427,4	47	2,29	0,17	2,46
	288	199	6,3	0,01533	7934	398,6	36,7	435,3	50	2,53	0,23	2,76
	314	196	6,9	0,01539	7805	400,2	43,7	443,9	54	2,77	0,30	3,07
	340	193	7,5	0,01546	7696	402,0	51,2	453,1	58	3,01	0,38	3,39
	367	187	8,1	0,01554	7451	403,9	59,5	463,4	60	3,26	0,48	3,74
	393	182	8,6	0,01562	7238	406,0	68,3	474,3	63	3,51	0,59	4,10
	419	172	9,2	0,01570	6852	408,2	77,7	485,8	63	3,76	0,72	4,48
	445	160	9,8	0,01579	6386	410,5	87,6	498,2	63	4,02	0,86	4,88
461	146	10,1	0,01585	5795	412,0	94,0	506,0	59	4,18	0,95	5,13	
2	105	187	4,7	0,01518	3660	394,7	20,1	414,8	17	1,85	0,09	1,95
	131	193	5,9	0,01528	3765	397,3	31,5	428,8	22	2,33	0,18	2,52
	157	196	7,0	0,01541	3835	400,6	45,2	445,8	27	2,82	0,32	3,14

Продолжение табл. 1.8

КП/ПК	ω_e	T_e	V_a	f_k	F_t	F_k	F_ϵ	F_k+F_ϵ	P_t	P_k	P_ϵ	P_k+P_ϵ
	183	202	8,2	0,01555	3959	404,4	61,4	465,8	32	3,32	0,50	3,82
	209	204	9,4	0,01573	3987	408,8	80,4	489,3	37	3,84	0,75	4,59
	236	202	10,6	0,01592	3951	413,9	102,1	516,0	42	4,38	1,08	5,46
	262	203	11,7	0,01613	3974	419,5	125,7	545,1	47	4,92	1,47	6,39
	288	199	12,9	0,01637	3898	425,7	152,1	577,7	50	5,49	1,96	7,45
	314	196	14,1	0,01663	3835	432,4	181,0	613,4	54	6,09	2,55	8,63
	340	193	15,2	0,01691	3781	439,7	212,0	651,7	58	6,70	3,23	9,93
	367	187	16,4	0,01722	3660	447,8	246,3	694,1	60	7,35	4,04	11,40
	393	182	17,6	0,01756	3556	456,4	283,2	739,6	63	8,04	4,99	13,02
	419	172	18,8	0,01791	3366	465,5	321,7	787,2	63	8,74	6,04	14,77
	445	160	19,9	0,01828	3137	475,2	363,1	838,3	63	9,47	7,24	16,71
	461	146	20,6	0,01852	2847	481,3	389,3	870,6	59	9,94	8,04	17,97
3	105	187	7,1	0,01541	2426	400,7	45,8	446,5	17	2,84	0,32	3,16
	131	193	8,9	0,01565	2495	406,8	71,6	478,4	22	3,60	0,63	4,24
	157	196	10,6	0,01593	2542	414,1	103,0	517,1	27	4,40	1,09	5,49
	183	202	12,4	0,01626	2624	422,8	139,8	562,5	32	5,23	1,73	6,96
	209	204	14,2	0,01665	2643	432,9	183,1	616,0	37	6,13	2,59	8,72
	236	202	16,0	0,01710	2619	444,5	232,5	677,0	42	7,09	3,71	10,80
	262	203	17,7	0,01758	2634	457,1	286,1	743,2	47	8,09	5,06	13,15
	288	199	19,5	0,01813	2584	471,2	346,2	817,4	50	9,17	6,74	15,91
	314	196	21,2	0,01872	2542	486,7	411,9	898,6	54	10,33	8,75	19,08
	340	193	23,0	0,01936	2506	503,2	482,5	985,7	58	11,56	11,09	22,65
	367	187	24,8	0,02006	2426	521,6	560,7	1082,3	60	12,92	13,89	26,81
	393	182	26,6	0,02082	2357	541,3	644,6	1185,9	63	14,38	17,12	31,50
	419	172	28,3	0,02161	2231	561,9	732,3	1294,2	63	15,91	20,74	36,64
	445	160	30,1	0,02246	2080	584,0	826,5	1410,5	63	17,57	24,86	42,42
	461	146	31,1	0,02300	1887	598,0	886,1	1484,1	59	18,62	27,60	46,22
4	105	187	9,5	0,01574	1889	409,2	81,8	491,0	18	3,87	0,77	4,65
	131	193	11,8	0,01616	1943	420,0	128,1	548,1	23	4,97	1,52	6,49
	157	196	14,2	0,01666	1979	433,2	184,1	617,3	28	6,15	2,61	8,76
	183	202	16,5	0,01726	2043	448,6	249,9	698,5	34	7,42	4,13	11,55
	209	204	18,9	0,01796	2058	466,8	327,4	794,2	39	8,84	6,20	15,03
	236	202	21,3	0,01875	2039	487,5	415,6	903,2	43	10,40	8,87	19,27
	262	203	23,7	0,01962	2051	510,0	511,5	1021,6	49	12,07	12,10	24,17
	288	199	26,0	0,02059	2012	535,3	619,0	1154,3	52	13,93	16,11	30,05
	314	196	28,4	0,02165	1979	562,9	736,6	1299,5	56	15,98	20,92	36,90
	340	193	30,7	0,02279	1951	592,5	862,7	1455,2	60	18,21	26,51	44,72

Продолжение табл. 1.8

КП/ПК	ω_e	T_e	V_a	f_k	F_t	F_k	F_ϵ	F_k+F_ϵ	P_t	P_k	P_ϵ	P_k+P_ϵ
	367	187	33,1	0,02405	1889	625,3	1002,6	1627,9	63	20,72	33,21	53,93
	393	182	35,5	0,02541	1835	660,5	1152,6	1813,1	65	23,46	40,94	64,40
	419	172	37,9	0,02683	1737	697,4	1309,5	2006,9	66	26,40	49,58	75,98
	445	160	40,2	0,02835	1619	736,9	1477,8	2214,7	65	29,64	59,44	89,08
	461	146	41,6	0,02931	1469	761,9	1584,5	2346,4	61	31,73	65,99	97,72
5	105	187	11,9	0,01616	1449	420,1	128,3	548,4	17	4,98	1,52	6,50
	131	193	14,8	0,01681	1490	437,1	200,8	637,9	22	6,48	2,98	9,46
	157	196	17,8	0,01761	1518	457,7	288,7	746,5	27	8,14	5,13	13,27
	183	202	20,7	0,01854	1567	481,9	391,8	873,8	32	9,98	8,12	18,10
	209	204	23,7	0,01964	1578	510,5	513,3	1023,7	37	12,10	12,17	24,27
	236	202	26,7	0,02089	1564	542,9	651,7	1194,6	42	14,50	17,41	31,91
	262	203	29,6	0,02224	1573	578,2	802,0	1380,2	47	17,13	23,76	40,90
	288	199	32,6	0,02376	1543	617,8	970,5	1588,3	50	20,14	31,63	51,77
	314	196	35,6	0,02543	1518	661,1	1154,9	1816,0	54	23,51	41,06	64,57
	340	193	38,5	0,02722	1497	707,5	1352,6	2060,1	58	27,22	52,05	79,27
	367	187	41,5	0,02920	1449	759,0	1571,9	2330,9	60	31,48	65,21	96,69
	393	182	44,5	0,03132	1408	814,2	1807,2	2621,4	63	36,21	80,38	116,59
	419	172	47,4	0,03354	1333	872,0	2053,1	2925,1	63	41,34	97,33	138,67
	445	160	50,4	0,03593	1242	933,9	2317,0	3251,0	63	47,04	116,69	163,73
	461	146	52,1	0,03744	1127	973,2	2484,3	3457,5	59	50,75	129,55	180,30



Примечание 1. В целях компактного представления таблицы количество цифр после запятой следует сводить к минимуму, избавляясь от незначащих цифр (выполнять операцию изменения количества цифр после запятой удобно в *Excel* сразу со всем столбцом таблицы).

Примечание 2. Численные значения угловой скорости и крутящего момента берем из табл. 1.7 (или 1.6).

Примечание 3. Максимальное значение на оси абсцисс всех графиков должно незначительно превышать максимальную скорость автомобиля.

Примечание 4. Шаги шкал графиков выбирают такими, чтобы было удобно считывать значения параметров, но при этом не было пустых строк и столбцов ни в начале шкалы, ни в ее конце.

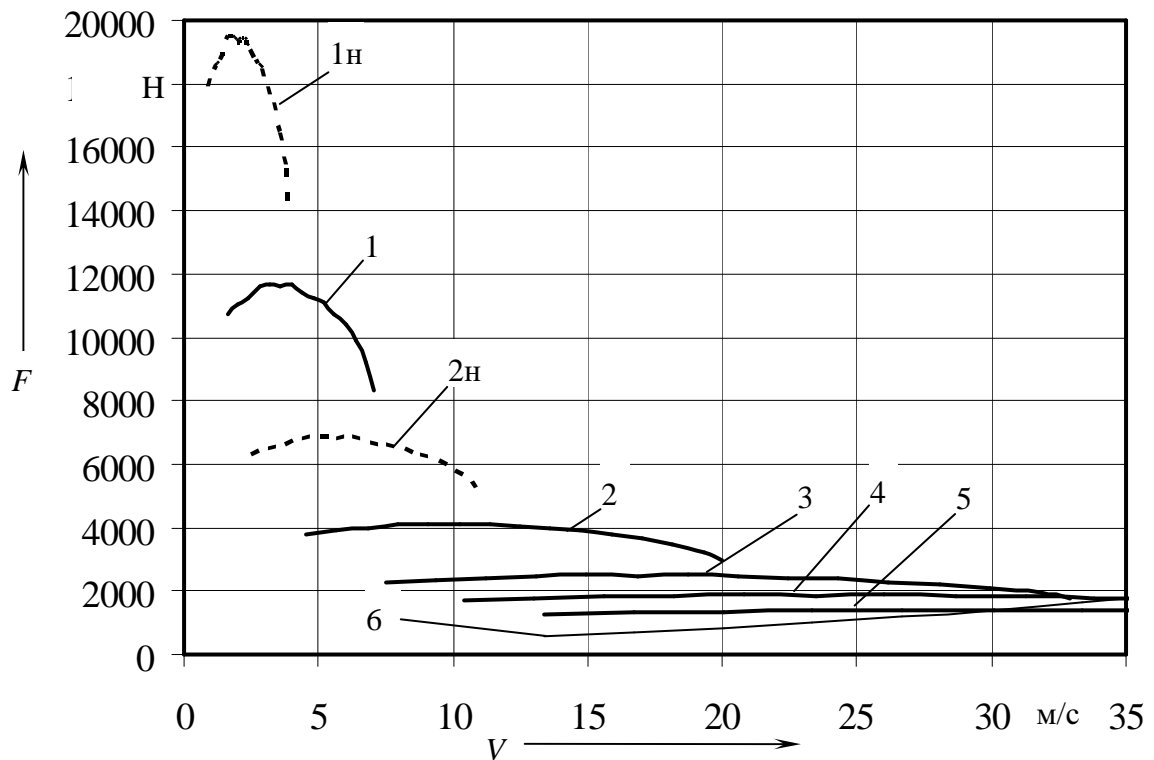


Рис. 1.6. Силовой баланс автомобиля:

1Н, 2Н, 1 – 5 – сила тяги на ведущих колесах; 6 – суммарная сила сопротивления движению ($F_k + F_w$); 1Н, 2Н – пониженная передача в РК и соответственно 1 и 2 передачи в КП; 1 – 5 – прямая передача в РК и соответственно 1 – 5 передачи в КП

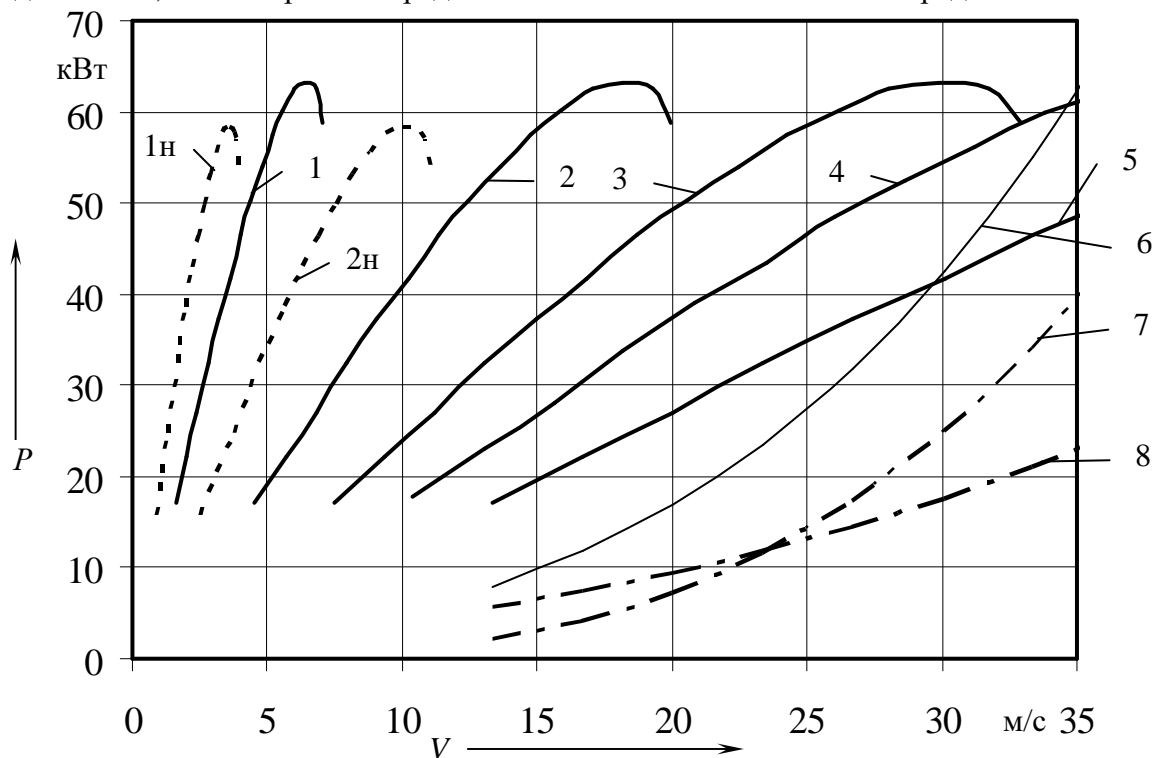


Рис. 1.7. Мощностной баланс автомобиля:

1Н, 2Н, 1 – 5 – мощность тяги на ведущих колесах; 6, 7, 8 – мощности сопротивления движению соответственно суммарная ($P_k + P_w$), аэродинамическая P_w и качению P_k ; 1Н, 2Н – пониженная передача в РК и соответственно 1 и 2 передачи в КП; 1 – 5 – прямая передача в РК и соответственно 1 – 5 передачи в КП

1.4. Динамический паспорт автомобиля

Для построения динамического паспорта автомобиля необходимо вычислить для каждой передачи в КП (РК) динамический фактор

$$D_a(V) = \frac{F_T(V) - F_w(V)}{G_a}. \quad (1.62)$$

Кроме того, на график выносится зависимость коэффициента сопротивления качению $f_k(V)$.

Для построения номограммы необходимо найти верхний предел шкалы D_{0max}

$$D_{0max} = D_{amax} \frac{G_a}{G_0}, \quad (1.63)$$

где D_{amax} – верхний предел шкалы D_a .

Максимум шкалы ординат при $H = 100\%$ (рис. 1.8) составил $D_{amax} = 0,8$, тогда максимум шкалы ординат при $H = 0\%$

$$D_{0max} = 0,8 \frac{2650}{2050} = 0,8 \cdot 1,293 = 1,034 \approx 1,03.$$

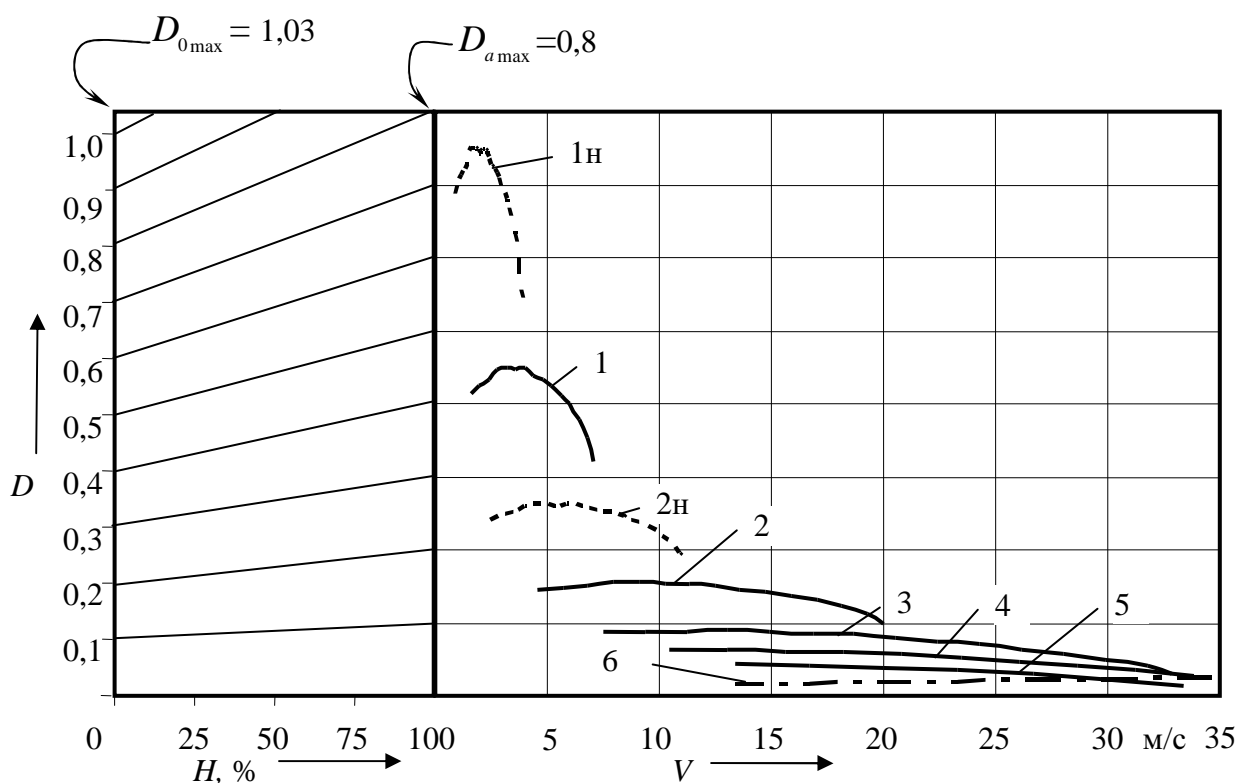


Рис. 1.8. Динамический паспорт автомобиля:

1н, 2н, 1 – 5 – динамический фактор; 6 – коэффициент сопротивления качению (f_k); 1н, 2н – пониженная передача в РК и соответственно 1 и 2 передачи в КП; 1 – 5 – прямая передача в РК и соответственно 1 – 5 передачи в КП; H – полезная нагрузка автомобиля

Результаты расчета сведены в табл. 1.9.

1.9. Динамическая характеристика автомобиля D_a
в зависимости от скорости двигателя ω_e

ω_e	Передача в КП (РК)						
	1Н	2Н	1	2	3	4	5
105	0,688	0,242	0,413	0,145	0,086	0,062	0,043
131	0,708	0,249	0,425	0,149	0,088	0,062	0,041
157	0,721	0,254	0,433	0,151	0,088	0,061	0,038
183	0,745	0,262	0,447	0,155	0,090	0,060	0,034
209	0,750	0,263	0,450	0,156	0,088	0,057	0,029
236	0,743	0,261	0,445	0,153	0,085	0,052	0,022
262	0,747	0,262	0,448	0,154	0,084	0,048	0,015
288	0,733	0,257	0,439	0,150	0,079	0,041	0,005
314	0,721	0,252	0,432	0,146	0,075	0,035	-0,005
340	0,711	0,248	0,426	0,143	0,071	0,028	-0,015
367	0,688	0,240	0,412	0,137	0,064	0,019	-0,027
393	0,668	0,233	0,400	0,131	0,058	0,010	-0,040
419	0,633	0,220	0,378	0,122	0,050	0,000	-0,055
445	0,590	0,204	0,352	0,112	0,040	-0,012	-0,071
461	0,535	0,184	0,320	0,099	0,031	-0,022	-0,083



Примечание 1. Знак минус означает, что для преодоления аэродинамического сопротивления не хватает тяги двигателя (а есть еще и сопротивление качению).

Примечание 2. В таблице имеется 3 контрольных точки, позволяющих проверить корректность практически всех расчетов:

- при скорости двигателя, на которой развивается максимальный крутящий момент, на первой передаче в КП и низшей в РК динамический фактор должен быть равен заданному Ψ_{max} ;
- на первой передаче в КП и высшей в РК – $D_a = \Psi_1$;
- на прямой (четвертой) передаче – расчетный динамический фактор больше выданного в задании, если мощность двигателя принята по максимальной скорости автомобиля или равна ему, если принята мощность по динамическому фактору.

Примечание 3. Если скорость на первой передаче в контрольной точке превышает 30 км/ч, то из-за отсутствия учета сопротивления воздуха в расчете передаточного числа первой передачи в КП, динамический фактор может быть немного ниже заданного Ψ_1 .

1.5. Разгонная характеристика автомобиля

Разгонную характеристику определяют по ГОСТ 22576–90 для частичной загрузки автомобиля 160 кг (1570 Н). Из-за неполной загрузки изменяется динамический фактор и коэффициент учета вращающихся масс.

Для расчета ускорений автомобиля необходимо сначала найти коэффициент учета вращающихся масс

$$\delta = 1 + (\delta_1 \cdot i_{kn}^2 + \delta_2) \cdot \frac{m_a}{m_0 + 160}; \quad (1.64)$$

$$\delta_1 = \frac{J_\delta \cdot i_0^2}{r_{k0}^2 \cdot m_a}; \quad \delta_2 = \frac{J_{k1} + J_{k2}}{r_{k0}^2 \cdot m_a},$$

где J_δ – момент инерции двигателя, кг·м². $J_\delta = 0,37$ (табл. 1.10); J_{k1} , J_{k2} – момент инерции пары ведущих колес с тормозами и полуосями соответственно передней и задней оси, кг·м². $J_{k1} + J_{k2} = 13,0$; r_{k0} – кинематический радиус колеса, примем равным динамическому.

1.10. Момент инерции J узлов трансмиссии некоторых автомобилей, кг·м²

Автомобиль	Маховик с коленвалом J_δ	Передние колеса (с тормозными дисками/барабанами), J_{k1}	Задние колеса (с тормозными барабанами и полуосями), J_{k2}
ВАЗ 2101	0,13	1,1	1,42
ВАЗ 2121	0,13	9,47	
УАЗ 31514	0,37	13,0	
ГАЗ 3110	0,32	2,44	2,52
ГАЗ 53А	0,52	18,0	35,6
КАМАЗ 5320	2,11	23,3	98,5

Например, для автомобиля УАЗ:

$$\delta_1 = \frac{0,37 \cdot 3,789^2}{0,342^2 \cdot 2650} = 0,014; \quad \delta_2 = \frac{13}{0,342^2 \cdot 2650} = 0,042.$$

Результаты расчета сводят в табл. 1.11.

1.11. Коэффициент учета вращающихся масс $\delta_{кп, рк}$ на различных передачах в КП и РК

КП	РК низшая	РК высшая
1	3,40	1,77
2	1,34	1,14
3	–	1,08
4	–	1,07
5	–	1,06

Ускорения рассчитывают по динамическому фактору, скорректированному по массе автомобиля (разгонную характеристику рассчитывают для частично загруженного автомобиля), для всех передач в КП на высшей передаче в РК

$$a = \left(D_a \cdot \frac{M_a}{M_0 + 160} - f_k \right) \delta_{кп,рк} \cdot g.$$

Результаты сводят в табл. 1.12 и отображают на рис. 1.9.

1.12. Зависимость ускорений a автомобиля на разных передачах в КП от скорости автомобиля V_a

1		2		3		4		5	
$V_a, \text{ м/с}$	$a, \text{ м/с}^2$	$V_a, \text{ м/с}$	$a, \text{ м/с}^2$	$V_a, \text{ м/с}$	$a, \text{ м/с}^2$	$V_a, \text{ м/с}$	$a, \text{ м/с}^2$	$V_a, \text{ м/с}$	$a, \text{ м/с}^2$
1,6	2,66	4,5	1,365	7,48	0,798	10,4	0,540	13,4	0,327
2,0	2,74	5,7	1,403	9,35	0,811	13,0	0,532	16,7	0,295
2,4	2,79	6,8	1,425	11,22	0,812	15,6	0,512	20,0	0,249
2,8	2,89	7,9	1,469	13,07	0,824	18,2	0,496	23,3	0,201
3,2	2,91	9,1	1,472	14,95	0,807	20,8	0,454	26,7	0,126
3,6	2,88	10,2	1,448	16,85	0,770	23,5	0,393	30,1	0,031
4,0	2,90	11,3	1,447	18,69	0,746	26,0	0,338	33,4	-0,063
4,4	2,84	12,5	1,404	20,56	0,693	28,6	0,257	36,7	-0,183
4,8	2,79	13,6	1,365	22,43	0,640	31,3	0,172	40,1	-0,312
5,2	2,75	14,7	1,329	24,28	0,586	33,8	0,084	43,4	-0,448
5,6	2,66	15,9	1,264	26,17	0,511	36,5	-0,026	46,7	-0,609
6,0	2,58	17,0	1,205	28,06	0,437	39,1	-0,139	50,1	-0,777
6,4	2,43	18,2	1,110	29,91	0,338	41,7	-0,273	53,4	-0,965
6,8	2,26	19,3	0,998	31,77	0,226	44,3	-0,422	56,8	-1,170
7,0	2,04	20,0	0,867	32,90	0,116	45,8	-0,545	58,8	-1,322



Примечание 1. Знак минус означает, что двигатель «не тянет» и результат этой ячейки в дальнейшем следует игнорировать.

Примечание 2. Выделенные ячейки будут использованы в следующей табл. 1.13 при расчете разгонной характеристики по времени и по пути: на первой передаче автомобиль разгоняется от 0 до 7 м/с, на второй передаче – 7,9...20 м/с, и на третьей – 20,56...32,90 м/с.

Примечание 3. Для некоторого повышения точности расчета следует провести интерполяцию значений скорости и ускорения на первом после переключения шаге расчета. Ведь до переключения с 1 на 2 передачу шаг по скорости составлял 0,2 м/с, а в «процессе» переключения он составил 0,9 м/с, поэтому желательно разбить последний интервал линейным интерполированием хотя бы на 2 шага, вставив расчетную точку по скорости 7,4 или 7,5 м/с (и найти интерполированием соответствующее ускорение). Вообще-то точность расчета тем выше, чем мельче шаг по скорости.

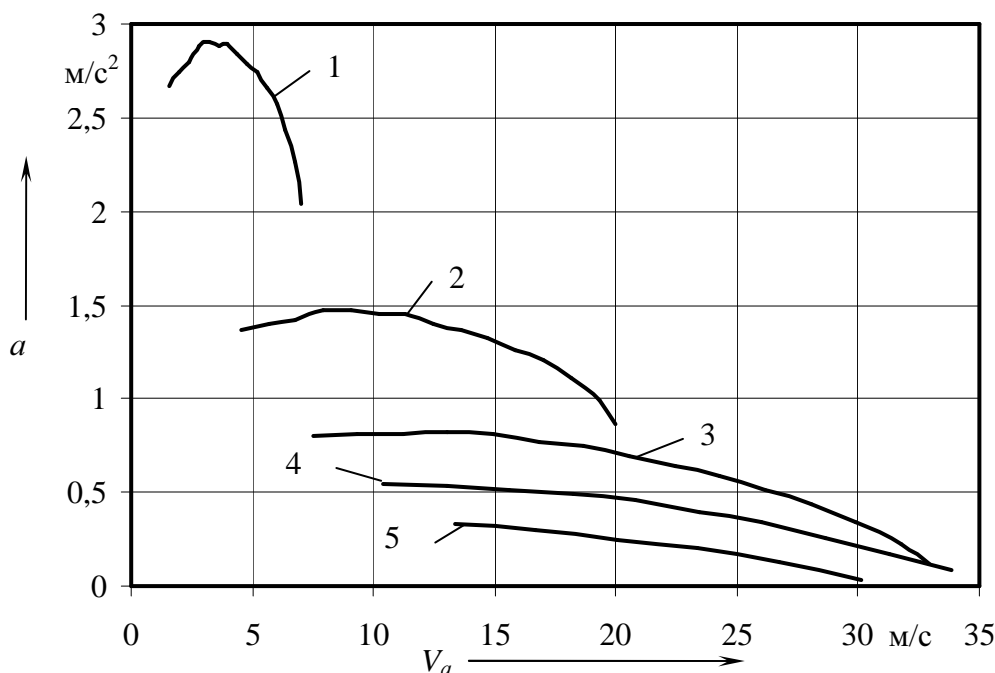


Рис. 1.9. Зависимость ускорений a автомобиля от его скорости V_a :
1 – 5 – соответственно 1 – 5 передачи в КП

Разгонную характеристику (зависимости скорости разгона по времени и по пути) строят только на 1 – 4 передачах в КП. Расчет ведут численным методом по следующим формулам:

$$\begin{aligned} \Delta V_i &= V_i - V_{i-1}; \\ \Delta t_i &= \Delta V_i / a_i; \\ t_i &= t_{i-1} + \Delta t_i; \\ \Delta S_i &= V_i \cdot \Delta t_i; \\ S_i &= S_{i-1} + \Delta S_i. \end{aligned}$$

Разгон на каждой передаче осуществляют до ω_p или ω_{max} (до «отсечки» разгон получается быстрее – сравните ускорение на скорости 7 м/с на первой передаче и на скорости 7,9 м/с на второй, см. табл. 1.12). Затем следует переключение передачи. Длительность переключения (в учебных задачах) задают 0,5 с, потерей скорости в процессе переключения передач пренебрегают (что нельзя делать при разгоне тяжелых машин с относительно большим временем переключения передач – более 1 с). Разумеется, ускорения при переключении нет (табл. 1.13).

Расчет ведут до тех пор, пока автомобиль не разгонится до 100 км/ч (27,7 м/с) и не пройдет путь 1000 м. При расчете разгона легкового автомобиля обычно сначала автомобиль разгоняется до 100 км/ч и только потом, продолжая разгон, проходит путь 1000 м. При этом возможны два варианта: автомобиль преодолевает эту отметку разгоняясь, либо он уже разогнался до максимальной скорости и отметку 1000 м проходит на ней. Тогда для того, чтобы таблица и график заканчивались ровно на отметке 1000 м, в первом случае в последней строке таблицы подбирают такую ско-

рость, при которой в столбце пройденного пути получилось бы число $S_i=1000$. Во втором случае подбирают время этапа Δt_i , добиваясь того же результата $S_i=1000$.

Для отображения двух кривых разгона по пути и по времени на одном графике необходимо выполнить приведение кривой разгона по пути к шкале кривой разгона по времени

$$S_{inp} = \frac{S_i}{1000} \cdot t_{max+},$$

где t_{max+} – верхний предел шкалы времени на графике, являющийся округлением вверх последнего результата t_i (см. табл. 1.13).

При построении графика левую шкалу следует разбить на 5 или 10 интервалов, тогда на правой шкале цена деления составит 200 или 100 м соответственно, а с учетом «подгона» последней строки таблицы максимум составит искомые 1000 м.

Результаты расчета отображают на рис. 1.10.

1.13. Расчет разгонной характеристики автомобиля

i	Передача в КП	V_i	ΔV_i	a_i	Δt_i	t_i	ΔS_i	S_i	S_{inp}
0		0							
1	1	1,6	1,60	2,664	0,600	0,60	0,96	1,0	0,04
2	1	2,0	0,40	2,742	0,146	0,75	0,29	1,3	0,06
3	1	2,4	0,40	2,794	0,143	0,89	0,34	1,6	0,07
4	1	2,8	0,40	2,887	0,137	1,03	0,38	2,0	0,09
5	1	3,2	0,40	2,908	0,139	1,16	0,44	2,4	0,11
6	1	3,6	0,41	2,879	0,141	1,31	0,51	2,9	0,13
7	1	4,0	0,39	2,896	0,136	1,44	0,54	3,5	0,16
8	1	4,4	0,40	2,838	0,141	1,58	0,62	4,1	0,18
9	1	4,8	0,40	2,789	0,143	1,73	0,69	4,8	0,22
10	1	5,2	0,39	2,748	0,144	1,87	0,75	5,5	0,25
11	1	5,6	0,41	2,656	0,153	2,02	0,85	6,4	0,29
12	1	6,0	0,40	2,576	0,157	2,18	0,94	7,3	0,33
13	1	6,4	0,40	2,433	0,163	2,34	1,04	8,4	0,38
14	1	6,8	0,40	2,259	0,176	2,52	1,20	9,6	0,43
15	1	7,0	0,24	2,040	0,118	2,64	0,83	10	0,47
16	1 → 2	7	0	0	0,5	3,14	3,52	14	0,63
17	2	7,9	0,89	1,469	0,609	3,74	4,83	19	0,84
18	2	9,1	1,15	1,472	0,778	4,52	7,07	26	1,16
19	2	10,2	1,15	1,448	0,795	5,32	8,13	34	1,53
20	2	11,3	1,12	1,447	0,773	6,09	8,77	43	1,92
21	2	12,5	1,14	1,404	0,809	6,90	10,09	53	2,38
22	2	13,6	1,13	1,365	0,831	7,73	11,31	64	2,88
23	2	14,7	1,12	1,329	0,842	8,57	12,41	77	3,44
24	2	15,9	1,15	1,264	0,909	9,48	14,44	91	4,09
25	2	17,0	1,15	1,205	0,952	10,43	16,21	107	4,82
26	2	18,2	1,12	1,110	1,011	11,45	18,35	126	5,65
27	2	19,3	1,13	0,998	1,134	12,58	21,87	147	6,63

Продолжение табл. 1.13

i	Передача в КП	V_i	ΔV_i	a_i	Δt_i	t_i	ΔS_i	S_i	$S_{i\text{нр}}$
28	2	20,0	0,68	0,867	0,789	13,37	15,76	163	7,34
29	2 → 3	20	0	0	0,5	13,87	9,98	173	7,79
30	3	20,6	0,60	0,693	0,859	14,73	17,67	191	8,59
31	3	22,4	1,87	0,640	2,921	17,65	65,52	256	11,53
32	3	24,3	1,84	0,586	3,146	20,79	76,37	333	14,97
33	3	26,2	1,89	0,511	3,707	24,50	97,00	430	19,34
34	3	28,1	1,89	0,437	4,326	28,83	121,39	551	24,80
35	3	29,9	1,85	0,338	5,465	34,29	163,46	715	32,15
36	3	31,77	1,86	0,226	8,255	42,55	262,29	977	43,96
37	3	31,85	0,08	0,116	0,726	43,27	23,12	1000	45,00



Примечание. Выделены значения, полученные по особому алгоритму:

- скорости в 16 и 29 строках приравнены предыдущему значению соответственно 15 и 28;
- приращения скорости и ускорения в строках 16 и 29 равны нулю;
- время переключения в 16 и 29 строках задано $\Delta t_i = 0,5$ с;
- в строку 37 сначала была подставлена исходная скорость 32,9 м/с (см. табл. 1.12, третья передача), но она дала пройденный путь более 1000 м, поэтому подставляли, перебирая, скорости из диапазона 31,77...32,9 до получения в столбце $S_i=1000$ м. Все действия по подбору выполняют в табличном процессоре, например, *Excel*.

По рис. 1.10 находим, что автомобиль разгоняется до 100 км/ч (27,7 м/с) почти за 28 с. Отметку $S = 400$ м автомобиль проходит за 24 с, а путь $S = 1000$ м проходит за 43,27 с, при этом скорость составит 31,85 м/с (почти 115 км/ч).

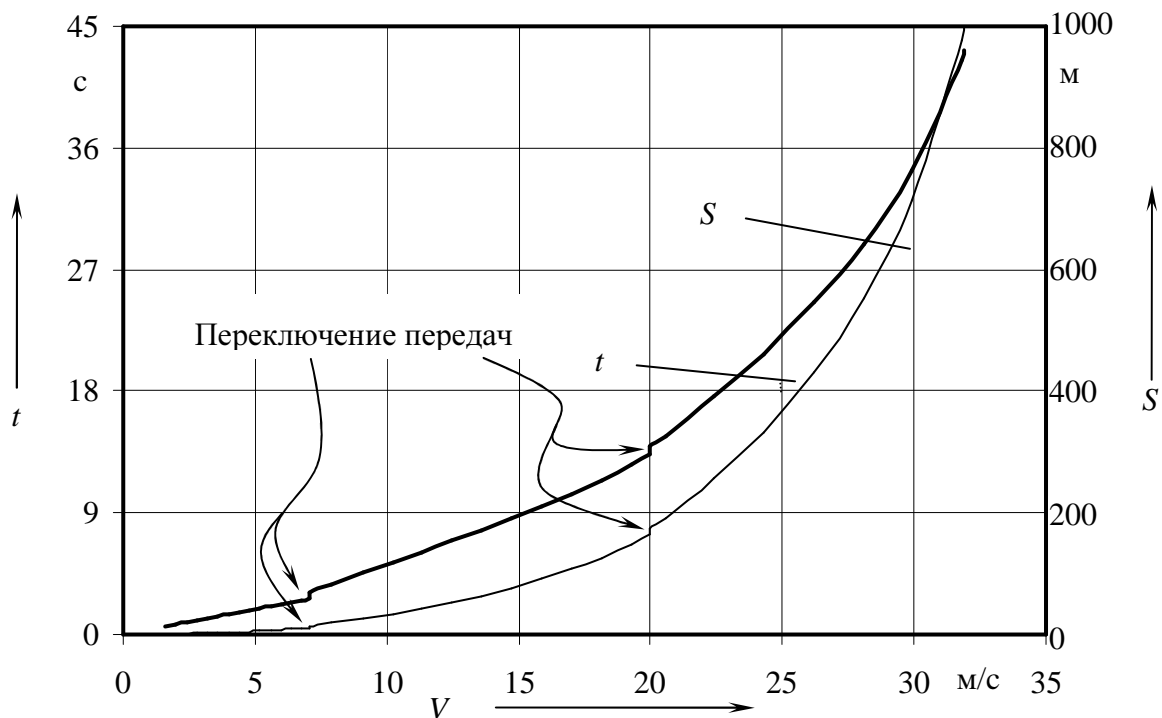


Рис. 1.10. Разгонная характеристика автомобиля:

t – время разгона; S – путь разгона

Контрольные вопросы

1. Как найти высоту центра масс автомобиля?
2. Что такое снаряженный автомобиль?
3. Как отличается развесовка снаряженного и полностью груженого автомобиля?
4. Расшифруйте обозначение шин 225/75R16 P96.
5. От чего зависит сопротивление качению эластичной шины?
6. Как найти статический радиус шины?
7. Что такое коэффициент приспособляемости по скорости?
8. Что такое коэффициент приспособляемости по моменту?
9. Как рассчитывается КПД трансмиссии?
10. Какие методы расчета мощности двигателя описаны в настоящем пособии?
11. Что такое ВСХ?
12. При какой скорости двигателя динамический фактор автомобиля близок к максимуму?
13. Что такое K_0 ?
14. Что такое K_T ?
15. Как связаны между собой крутящий момент и мощность двигателя?
16. Как перевести об/мин в рад/с?
17. Как найти максимальную мощность двигателя, зная его максимальный крутящий момент и коэффициенты приспособляемости?
18. Как выполняют приведение масштаба шкалы крутящего момента к масштабу и середине шкалы мощности двигателя на ВСХ?
19. В каких узлах и агрегатах трансмиссии автомобиля изменяется скорость вращения валов?
20. В каких узлах и агрегатах передаточное число постоянно?
21. Из каких соображений рассчитывают передаточное число главной передачи?
22. Как рассчитывается передаточное число первой передачи?
23. Какие прогрессии (ряды) используют при проектировании трансмиссий автомобилей? Какова область применения каждого из них?
24. Сколько методов расчета экономической передачи? Перечислите их, сравнивая между собой.
25. Какие принципы положены в основу метода расчета экономической передачи по формулам Кардано?
26. Как рассчитывают передаточные числа высшей и низшей передач в РК?
27. Что понимается под силовым и мощностным балансами?
28. Что такое динамический фактор автомобиля?

29. Что такое динамическая характеристика автомобиля?
30. Что такое динамический паспорт автомобиля?
31. Как соотносятся шкалы ординат динамического паспорта?
32. Какие параметры позволяет найти динамическая характеристика?
33. Что позволяет найти номограмма динамического паспорта?
34. Что такое δ , δ_1 , δ_2 ?
35. Для каких условий рассчитывается разгонная характеристика?
36. Какие параметры контролируется при расчете разгонной характеристики?
37. Как осуществляется совмещение двух кривых разгона по времени и по пути на одном графике? Что это дает?

2. Топливная экономичность автомобиля

Одной из самых важных характеристик автомобиля является его топливная экономичность.

Топливную экономичность двигателя оценивают, главным образом экспериментально, удельным расходом топлива (расход топлива в **граммах** в час на каждый киловатт мощности P_e , развиваемой двигателем при заданной нагрузке и текущей угловой скорости ω_e коленчатого вала) – g_e , г/кВт·ч (рис. 2.1).

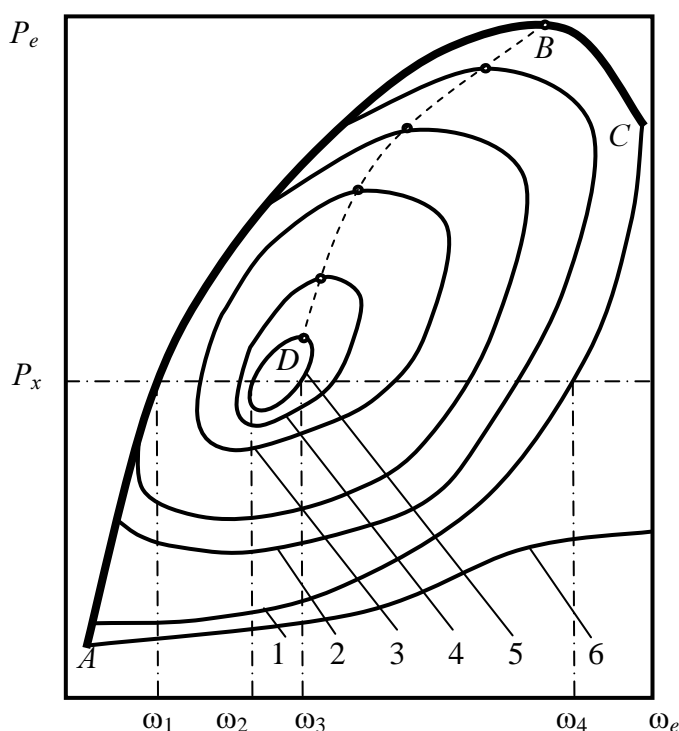


Рис. 2.1. Зависимость удельного расхода топлива g_e от развиваемой двигателем мощности P_e и его угловой скорости ω_e :

1 – 5 – линии равных удельных расходов топлива g_e соответственно от максимального до минимального; 6 – удельный расход топлива двигателем без нагрузки; ABC – кривая мощности двигателя по внешней скоростной характеристике; DB – характеристика оптимальной нагрузки по удельному расходу топлива (характеристика минимального удельного расхода топлива)

При одной и той же мощности сопротивления движению автомобиля P_x (на некоторой постоянной скорости движения без изменения внешних сил сопротивления) в зависимости от передаточного числа в трансмиссии двигатель может иметь разную угловую скорость от ω_1 до ω_4 . Но только в диапазоне ω_2 – ω_3 удельный расход топлива будет минимальным. Наиболее эффективным будет разгон автомобиля по характеристике DB . Именно эту характеристику используют в алгоритмах управления бесступенчатыми КП (вариаторами).

Удельный расход топлива изменяется в широких пределах в зависимости от загрузки двигателя и его угловой скорости. Например, двигатель ЗМЗ-409 (рис. 2.2), устанавливаемый на автомобили семейства УАЗ характеризуется $g_{e \min} = 265$ г/кВт·ч при скорости чуть более 2000 об/мин при 75 %^{ной} загрузке по мощности и $g_{xx} = 625$ г/кВт·ч на холостом ходу.

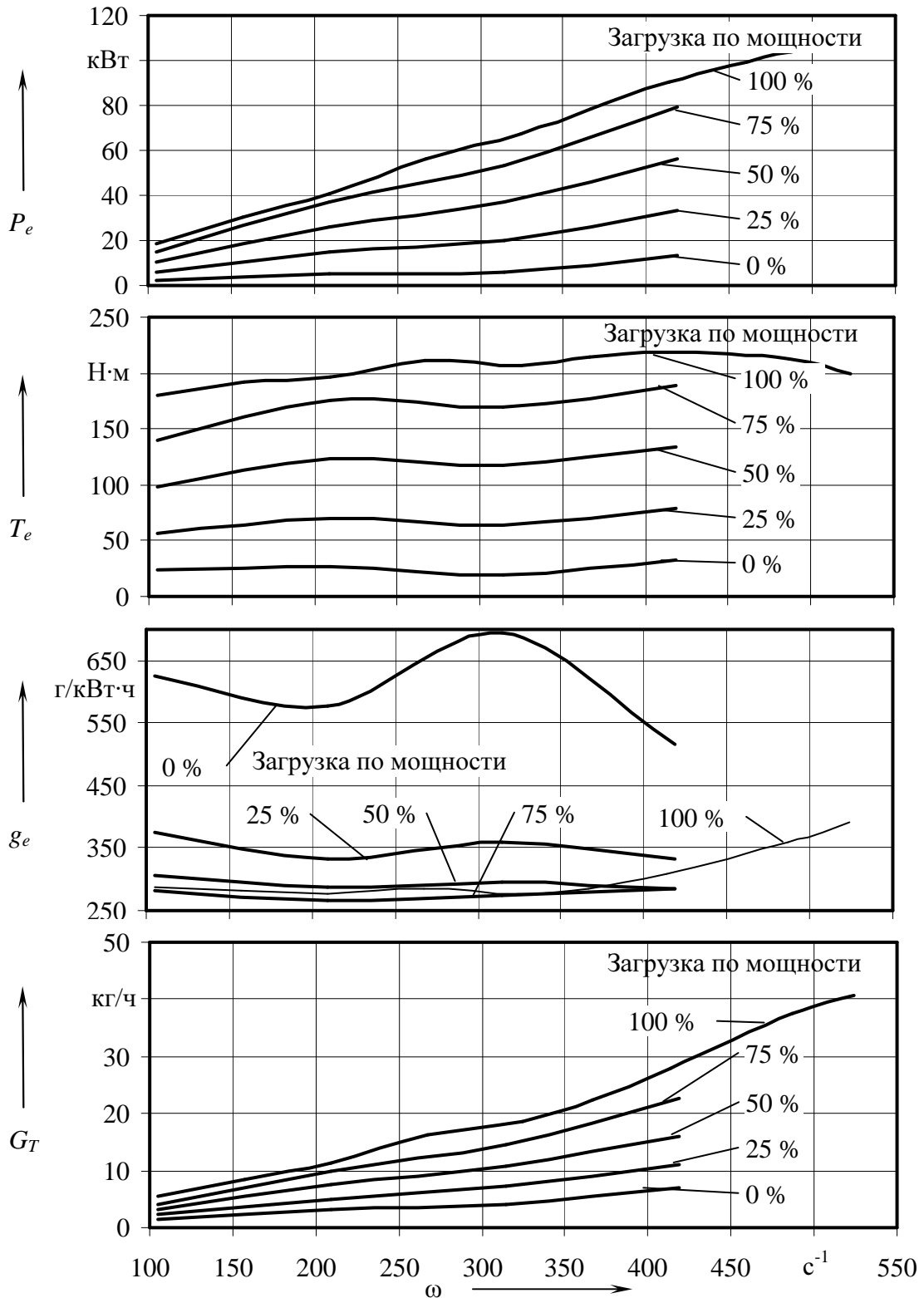


Рис. 2.2. Зависимость мощности P_e двигателя ЗМЗ-409, крутящего момента T_e , удельного g_e и часового G_T расходов топлива от угловой скорости ω_e и загрузки по мощности (%)

График зависимости $g_e(P_e, \omega_e)$, приведенный на рис. 2.1, характерен для слабо форсированных бензиновых двигателей (30...50 л.с. на один литр рабочего объема) с рабочим объемом более 2,5 л. Для более форсированных двигателей (50...70 л.с./л) область наименьшего расхода топлива несколько смещена в область более высокой угловой скорости двигателя.

Легковые автомобили с двигателем большого объема (более 3 л) обладают существенным преимуществом по эластичности: двигатель хорошо «тянет» как на «низах» так и на «верхах». Такие автомобили были широко распространены в США до конца прошлого века. Однако большой расход топлива и низкие экологические показатели привели к резкому сокращению числа таких двигателей.

Большинство современных бензиновых двигателей имеют систему распределенного впрыска. Управление количеством топлива, поданным в цилиндр, осуществляется по длительности ее открытия.



Примечание. Сначала вместо карбюратора поставили одну форсунку – получился «центральный впрыск», затем число форсунок увеличили до числа цилиндров и поставили по одной около впускного клапана каждого из цилиндров – получился «распределенный впрыск».

Более совершенные автомобили имеют «непосредственный впрыск» топлива (например, двигатели с торговым названием *FSI* от *Volkswagen*, *GDI* от *Mitsubishi* и др.).

На первый взгляд, различие в системах распределенного и непосредственного впрыска незначительно: форсунки из впускного коллектора «переехали» непосредственно в цилиндры (отсюда и название – непосредственный впрыск). Но от этого «переезда» изменилось многое:

- форсунка теперь должна быть термостойкой (во впускном коллекторе температуры не более 100 °С, а в камере сгорания цилиндра превышает 1000 °С);
- давление в топливной рампе распределенного впрыска 3...3,8 бар*, давление непосредственного впрыска должно быть существенно выше давления в цилиндре и изменяется в зависимости от ситуации в диапазоне 30...110 бар (таким образом, при непосредственном впрыске регулируется не только время открытия форсунки, но давление впрыска, что, разумеется, влияет на количество поданного топлива);
- непосредственный впрыск топлива стал «послойным» или многофазным, т.е. за один рабочий цикл осуществляется несколько впрысков топлива, что исключает преждевременное зажигание и детонацию;
- непосредственный впрыск топлива позволяет работать на очень бедных горючих смесях (70:1 при норме 15:1), что существенно улучшает

* 1 бар равен одной технической атмосфере, одному кгс/см², 100 кПа, 0,1 МПа.

топливо-экономические и экологические показатели.

В последнее время появились автомобили со сдвоенным впрыском: в каждом цилиндре есть и «распределенная» форсунка во впускном коллекторе, и «непосредственная» в цилиндре (см. например, *Lexus GS 350 AWD* в статье: *AWD спешит на помощь*. //Авторевю. – 2009. – № 20, <http://www.autoreview.ru>).

Форсунка – это сложное электромеханическое устройство. Она имеет такие характеристики как герметичность, статическая и динамическая производительность, кратность, линейность (более подробно см. http://chiptuner.ru/content/pub_22/). Современный двигатель работает в очень широком диапазоне «оборотов» и форсунке приходится в крайних режимах (холостой ход – максимальная мощность) работать практически на грани своих возможностей. При чип-тюнинге двигателя этим обстоятельством часто пренебрегают, в результате двигатель или неустойчиво работает на холостых оборотах, или на режиме максимальной мощности.

Форсунки являются неотъемлемой частью системы питания двигателя и при замене блока управления на другую модель иногда нужны и другие форсунки (табл. 2.1).

2.1. Форсунки некоторых двигателей автомобилей ВАЗ

	Модель форсунки			
	<i>Siemens</i> VAZ 6238; <i>Bosch</i> 0 280 150 996	<i>Siemens</i> VAZ 6393; <i>Bosch</i> 0 280 158 502	<i>Siemens</i> VAZ 20734; <i>Siemens</i> VAZ 10734; <i>Bosch</i> 0 280 158 017	<i>Siemens</i> VAZ 20735; <i>Bosch</i> 0 280 158 022
Давление в топливной рампе, бар	3,0	3,0	3,8	3,8
Производительность, мг/с	1,6537	1,6615	1,9219	1,9644
Применяемый блок управления	M154; Я-5.1; MP7.0	M797; Я-7.2		

Примечание. Характеристики форсунок см. http://chiptuner.ru/content/sens_efi/ и <http://users.erols.com/srweiss/tableifc.htm>

Кроме производительности форсунки различают по множеству признаков: «тонкие» и «толстые», высокоомные и более совершенные – низкоомные, идентифицируются цветными поясками (розовые, оранжевые, желтые, бежевые, бирюзовые, голубые, серые, черные) и/или только маркировкой и т.д.

Форсунки дизельных двигателей по принципу действия напоминают форсунки непосредственного впрыска бензина, но давление впрыска у ди-

зелей значительно выше: у современных моделей доходит до 2200 бар. Такое высокое давление позволяет уменьшать диаметр отверстий форсунки, что улучшает распыл топлива, но резко ужесточает требования к его качеству, в первую очередь по содержанию абразивных частиц (соединений серы).

Дизельный двигатель имеет существенно меньший удельный расход топлива $g_{e \min} = 195 \dots 230$ г/(кВт·ч).

Удельный расход топлива как параметр удобен для сравнения двигателей между собой, но для оценки расхода топлива двигателем на конкретном автомобиле более удобен часовой расход топлива (расход топлива в килограммах в час, расходуемого двигателем при заданной нагрузке по мощности и текущей угловой скорости ω_e коленчатого вала) G_T (кг/ч).

$$G_T = g_e \cdot P_e. \quad (2.1)$$

Глядя на рис. 2.2 в части $g_e(\omega_e)$ можно ошибочно заключить, что при $\omega_e = 200$ с⁻¹ расход топлива минимален, а на холостом ходу максимален. Но развиваемая мощность на холостом ходу мала и график $G_T(\omega_e)$ все ставит на свои места: расход топлива на холостых оборотах минимален.

Все-таки наиболее информативной и полезной характеристикой автомобиля является «путевой расход топлива» (расход топлива в литрах на 100 км пути при различных режимах движения: 90 км/ч; 120 км/ч; условные городской, магистральный или смешанный циклы) Q_s , л/100км

$$Q_s = \frac{g_e \cdot P_a}{\rho_m \cdot V_a} = \frac{g_e \cdot F_T}{\rho_m}, \quad (2.2)$$

где g_e – удельный расход топлива плотностью ρ_m на текущей скорости автомобиля V_a и мощности P_a на ведущих колесах или силы тяги F_T .

Размерность зависимости (2.2) не соответствует заявленной выше (л/100км). Для приведения размерности к требуемому виду необходимо учесть, что g_e обычно задается в г/кВт·ч, мощность P_a в кВт, скорость V_a в м/с, плотность топлива ρ_m в кг/л, а сила тяги в Н. Тогда

$$g_e = g_{max} K_{Nn}$$

$$Q_s = \frac{g_{max} \cdot K_{Nn}}{36 \cdot \rho_m \cdot V_a} \cdot \frac{(P_k + P_w)}{\eta_{mp} \cdot K_p} \quad (2.3)$$

или

$$Q_s = \frac{g_{max} \cdot K_{Nn}}{36000 \cdot \rho_m} \cdot \frac{(F_k + F_w)}{\eta_{mp} \cdot K_p}, \quad (2.4)$$

где g_{max} – удельный расход топлива при максимальной мощности P_{max} ; K_{Nn} – коэффициент, учитывающий влияние загрузки двигателя по мощности и угловой скорости двигателя на текущий удельный расход топлива g_e (рис. 2.3); P_k , P_w – мощность сопротивления качению колес и аэродинамического сопротивления автомобиля соответственно, кВт; F_k , F_w – сила сопротив-

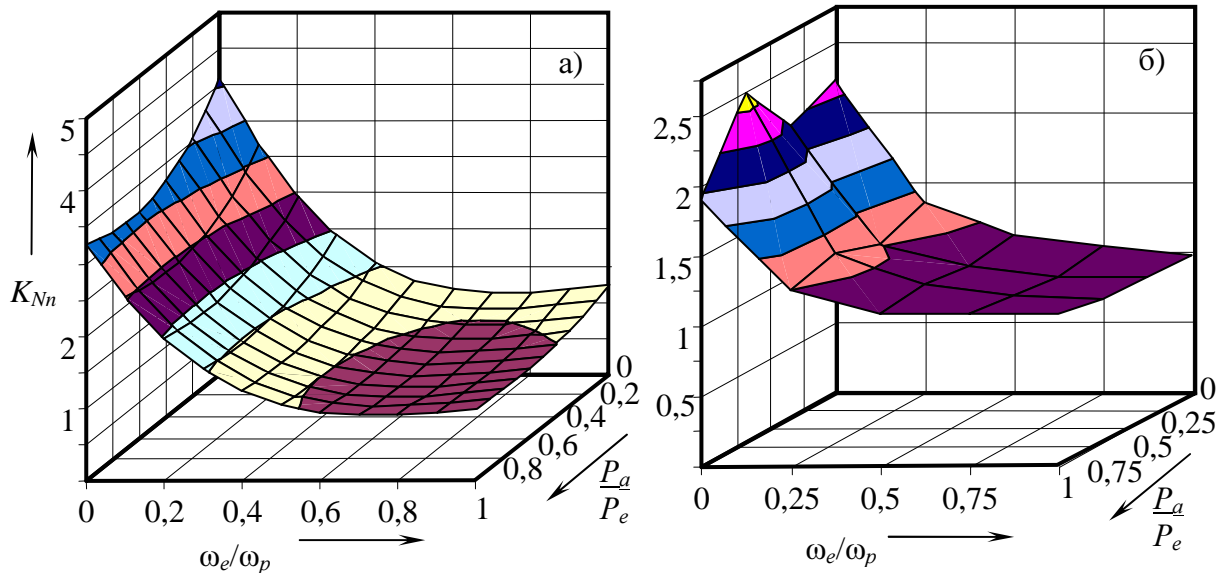


Рис. 2.3. Зависимость коэффициента K_{Nn} от загрузки двигателя по мощности P/P_e и угловой скорости двигателя ω_e/ω_p на текущий удельный расход топлива g_e :
а – полиномиальная зависимость (2.5); б – реальная зависимость для двигателя 3М3–409

ления качению и аэродинамического сопротивления соответственно, H ; $\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии; K_p – коэффициент коррекции мощности, учитывающий потери мощности на привод дополнительного оборудования (генератор, насос гидроусилителя руля, насоса кондиционера и т.п.), в учебных задачах принимают $K_p = 0,95$.

Большинство параметров в зависимостях (2.3) и (2.4) известны или легко определимы. В заводских характеристиках двигателей (если нет графика $g_e(\omega_e)$) часто вместо g_{max} приводят $g_{e\ min}$ – минимальный удельный расход топлива при работе по внешней скоростной характеристике. Однако эти два значения отличаются на 5...10 %. Оба параметра могут быть применены в выше приведенных зависимостях, но тогда необходимо применять и соответствующий поправочный коэффициент.

Наиболее часто применяют независимые коэффициенты K_n по безразмерной скорости ω_e/ω_p и K_N по безразмерной загрузке по мощности P_a/P_e

$$K_{Nn} = K_N K_n \quad (2.5)$$

$$K_n = 1,25 - 0,99 \frac{\omega_e}{\omega_p} + 0,98 \cdot \left(\frac{\omega_e}{\omega_p} \right)^2 - 0,24 \cdot \left(\frac{\omega_e}{\omega_p} \right)^3; \quad (2.6)$$

$$K_N = 3,27 - 8,22 \frac{P_a}{P_e} + 9,13 \cdot \left(\frac{P_a}{P_e} \right)^2 - 3,18 \cdot \left(\frac{P_a}{P_e} \right)^3 \quad (2.7)$$

или

$$K_N = 3,27 - 8,22 \frac{F_k + F_w}{F_T} + 9,13 \cdot \left(\frac{F_k + F_w}{F_T} \right)^2 - 3,18 \cdot \left(\frac{F_k + F_w}{F_T} \right)^3, \quad (2.8)$$

$$P_a = \frac{P_k + P_w}{\eta_{mp} \cdot K_p}, \quad (2.9)$$

где ω_e – текущая угловая скорость двигателя, с^{-1} ; ω_p – угловая скорость двигателя при максимальной мощности, с^{-1} ; P_a – мощность двигателя, развиваемая при текущей угловой скорости ω_e при заданной степени открытия дроссельной заслонки, кВт; P_e – максимальная мощность, которую может развить двигатель при текущей угловой скорости ω_e (не путать с P_{max}), кВт; P_k , F_k – соответственно мощность и сила сопротивления качению; P_w , F_w – соответственно мощность и сила аэродинамического сопротивления автомобиля; η_{mp} – КПД трансмиссии в текущих условиях; K_p – коэффициент коррекции мощности, учитывающий потери на привод генератора, насосов ГУР и кондиционера.

Полиномы (2.6) – (2.8) очень приближенно описывают реальные зависимости и актуальны лишь для всех(!?) карбюраторных двигателей старых моделей (до 1970^х годов). В учебной литературе имеются подобные зависимости для дизельных двигателей, но из-за их низкой точности здесь не приводятся.

Как видно на рис. 2.3 реальная зависимость K_{Nn} (читай g_e) от ω_e/ω_p (от оборотов) и P_d/P_e (степени открытия дроссельной заслонки) сильно отличается от универсальной полиномиальной. На самом деле этот полином должен зависеть от обоих аргументов, причем он должен учитывать и их взаимозависимость. Такой полином можно получить методами математической статистики. Однако он будет слишком громоздким – более 100 слагаемых – и при ручном счете неприемлем, но для компьютерной обработки такой полином вполне подходит.



Примечание 1. Расчет расхода топлива при разгоне автомобиля требует учета многих противоречивых факторов и в настоящем пособии не рассматривается.

Примечание 2. На режиме торможения двигателем расхода топлива нет, а на режиме холостого хода на современных автомобилях с двигателем объемом 1,5...2,5 л составляет 0,8...1,2 л/ч.

Контрольные вопросы

1. Какими параметрами оценивается топливная экономичность автомобиля?
2. Что такое топливно-экономическая характеристика?

3. От чего зависит расход топлива?
4. Что такое K_n ?
5. Что такое K_N ?
6. Как определить загрузку двигателя по мощности?
7. Каким параметром регулируется объем подаваемого в двигатель топлива?
8. Как найти угловую скорость двигателя, если известна скорость автомобиля?
9. Как соотносятся максимальный крутящий момент и момент при максимальной мощности?
10. Что такое g_{max} и где этот параметр используется?
11. Что такое g_{min} ?
12. Что такое G_T ?
13. На что влияет давление в топливной рампе?
14. Что такое центральный впрыск?
15. Что такое распределенный впрыск?
16. Что такое непосредственный впрыск?
17. Что такое фазовращатель?

3. Активная безопасность автомобиля

3.1. Тормозные системы современных автомобилей

Тормозная система относится к системам активной безопасности, помогающим водителю в экстренных ситуациях поддерживать управляемость автомобиля на приемлемом уровне при минимальном тормозном и остановочном пути.

Тормозной путь – расстояние, проходимое автомобилем от касания водителем педали тормоза до остановки. Остановочный путь – расстояние, проходимое автомобилем за время от момента обнаружения (возникновения) препятствия до остановки. Разумеется, остановочный путь больше тормозного. Разница зависит от реакции водителя, которая включает в себя время распознавания опасности, принятия решения и времени его мышечной реакции.

Антиблокировочная система тормозов

Для снижения длины тормозного пути автомобиля оборудуют антиблокировочной системой тормозов (*ABS – anti lock brake system*), которая в своем принципе использует нелинейную (в большинстве случаев) зависимость коэффициента продольного сцепления шины с дорогой φ_x от коэффициента скольжения S_x в их контакте (рис. 3.1).

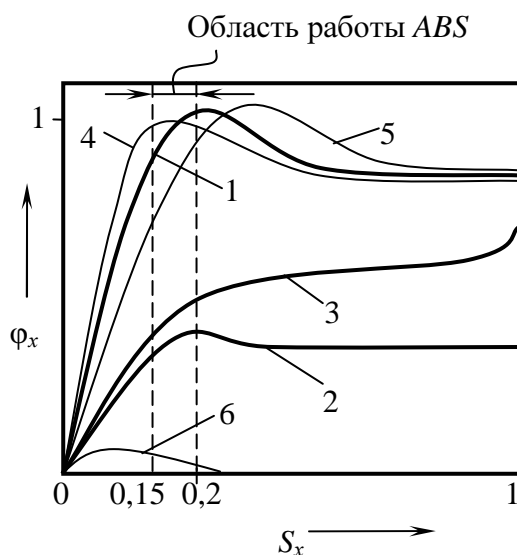


Рис. 3.1. Зависимость коэффициента продольного сцепления шины с дорогой φ_x от коэффициента скольжения S_x в их контакте:

1 – на сухой чистой твердой дороге; 2 – на льду или укатанном снегу; 3 – на твердой дороге, покрытой песком или рыхлым снегом; 4, 5 – при избыточном и недостаточном давлении в шинах соответственно; 6 – при аквапланировании

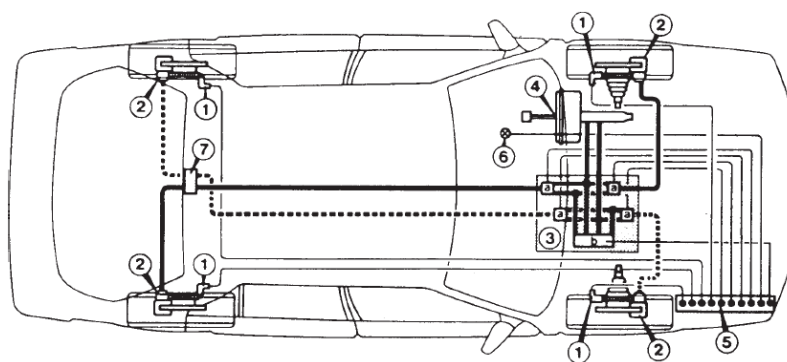


Рис. 3.2. Компоненты ABS:

- 1 – датчик угловой скорости колеса; 2 – рабочие тормозные цилиндры;
 3 – гидравлический блок; 4 – главный тормозной цилиндр; 5 – электронный блок; 6 –
 сигнализатор; 7 – регулятор тормозных сил

Как видим, пять кривых из шести носят экстремальный характер, то есть при некотором значении коэффициента скольжения S_x (например, $S_x = 0,2$) коэффициент сцепления φ_x максимален ($S_x = 1$ при полной блокировке заторможенного колеса и равен -1 при буксовании неподвижного автомобиля). При полной блокировке (торможение юзом) коэффициент сцепления падает, а тормозной путь увеличивается. К тому же при юзе автомобиль абсолютно не управляем, а при блокировке задних колес весьма вероятен занос автомобиля.

Зависимость $\varphi_x(S_x)$ не экстремальна в случае торможения на твердой дороге, покрытой небольшим слоем песка или рыхлого снега: в этом случае при торможении без блокировки в пятно контакта постоянно попадают новые порции песка (снега), а при торможении юзом за счет «бульдозерного эффекта» песок (снег) собирается перед колесом, а песок (снег), ранее попавший в пятно контакта, выносятся из него за счет «терочного эффекта» твердой дороги. В результате шина погружается в песок (снег) до поверхности твердой дороги, что и обеспечивает торможение. Набирающийся перед колесом вал песка (снега) оказывает некоторое сопротивление перемещению колеса, немного наращивая тормозную силу*.

ABS является обязательной системой во многих странах мира. В России система пока обязательна только для категорий M2 и M3 (автобусы), но с 2014 года будет введена и для новых (поставленных на конвейер в 2014 г.) моделей легковых автомобилей.

Принцип работы ABS (рис. 3.3). Антиблокировочная система тормозов может вступить в работу только при нажатой педали тормоза (рис. 3.2). Имея информацию о угловой скорости колес и их моменте инерции, ABS распознает блокировку колеса (колес) и ступенчато регулирует тор-

* При торможении на песке (снегу) без твердой дороги под ним приводит к глубокому зарыванию колеса, что может привести к повреждению подвески.

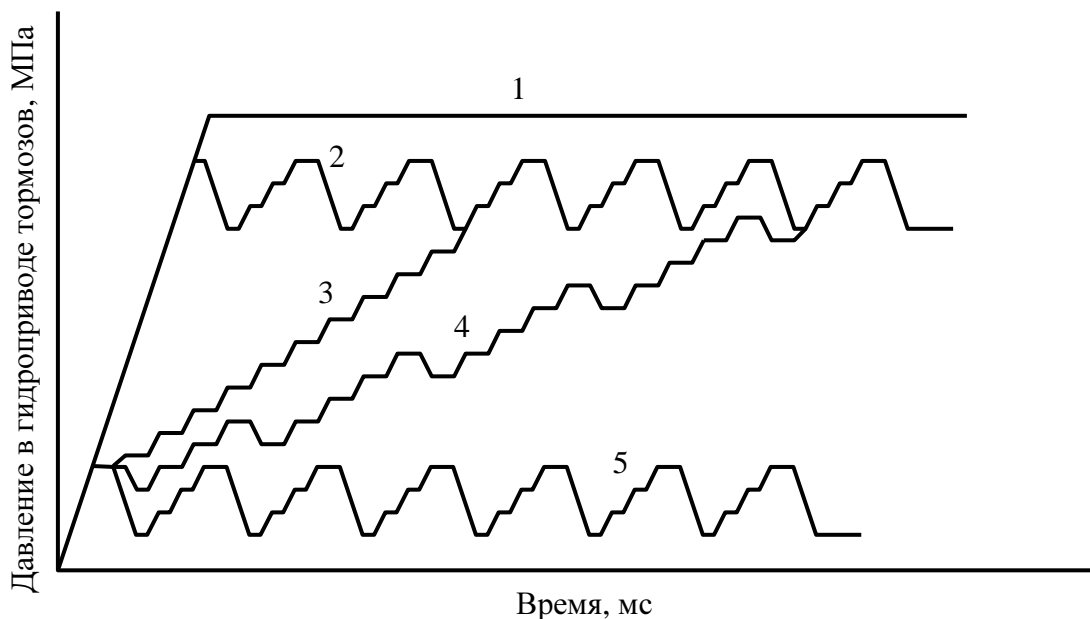


Рис. 3.3. Диаграмма работы ABS [5]:

1 – давление в главном тормозном цилиндре; 2, 3, 4 – давление в рабочем цилиндре колеса с высоким коэффициентом сцепления без *GMA*, с *GMA1*, с *GMA2* соответственно; 5 – давление в рабочем цилиндре колеса с низким коэффициентом сцепления

можную силу на каждом колесе (при четырехканальной системе), фиксируя, уменьшая или увеличивая давление в рабочем тормозе с частотой от 15 (дешевые блоки) до 50 (блоки для дорогих автомобилей) раз в секунду, обеспечивая постоянным коэффициентом скольжения S_x колеса по дороге на уровне, заложенном при проектировании системы*.

Принципиально электрогидравлические блоки *ABS* практически одинаковы у разных автомобилей [5], но алгоритмы управления *ABS* различаются. Они весьма сложны и требуют проведения обширных исследований, если при модернизации автомобиля затрагивается хотя бы один из следующих параметров: эффективность рабочих тормозных механизмов, развесовка, база, колея, положение центра масс, моменты инерции колес и связанных с ними деталей. Поэтому блоки *ABS* разных автомобилей, даже одной модели, но разных модификаций не взаимозаменяемы. Изменение размерности шин, что часто делают при тюнинге автомобиля, снижает эффективность работы *ABS*. Например, известно, что момент инерции колеса нельзя изменять без перенастройки *ABS* более чем на 5 %: эти проценты компенсируют лишь износ шин.

ABS обычно имеет в своем составе устройство задержки образования момента разворота (*GMA*) в целях поддержания управляемости во время экстренного торможения на неоднородном покрытии (на миксте). Устрой-

* Величина оптимального коэффициента скольжения S_x зависит от шины и ее состояния, дороги и ее состояния. S_x изменяется от 0,1 для жесткой по составу резиновой смеси, холодной, старой по возрасту шины – до 0,3 для мягкой, нагретой до оптимальной температуры новой шины.

ство задерживает рост давления в переднем колесе, имеющем высокий коэффициент сцепления с дорогой. Настройки устройства *GMA* могут быть разными: например, *GMA1* подходит для длиннобазных автомобилей, менее склонных к заносу, а *GMA2* – для короткобазных (см. рис. 3.3).

Кстати, участки понижения давления в *ABS* образуются во время работы электронасоса, который перекачивает жидкость из рабочего цилиндра в главный, при этом педаль тормоза поднимается. Водитель ощущает это пульсацией педали (одно включение насоса – один импульс).

Коэффициент сцепления ϕ_x .

По определению коэффициент сцепления (не путать с коэффициентом трения) – это отношение продольной реакции R_x колеса к вертикальной реакции R_z

$$\phi_x = \frac{R_x}{R_z}. \quad (3.1)$$

Проще говоря, R_x – тормозная сила, R_z – вертикальная нагрузка на колесо (вес, приходящийся на колесо при неподвижном автомобиле, \pm перераспределение вертикальных реакций вследствие «клевка» автомобиля при торможении^{*}).

Зависимость (3.1) используется для отыскания величины коэффициента сцепления и применяется при испытаниях шин. Однако в практике теории автомобиля используется обратная зависимость

$$R_x = \phi_x \cdot R_z, \quad (3.2)$$

используемая для нахождения тормозной силы.

На коэффициент сцепления оказывают влияние целый ряд факторов:

- свойства шины:
 - состав резины;
 - конструкция протектора;
 - конструкция шины;
 - температура шины;
 - давление воздуха в шине;
- динамика автомобиля:
 - углы установки колес;
 - вертикальная нагрузка на колесо;
 - продольные и поперечные силы;
 - крутящий (тормозной) момент на колесе;
 - продольное скольжение шины;

^{*} На самом деле нужно еще учесть перераспределение реакций из-за наклона дороги и из-за действия аэродинамических сил, которые могут, как прижимать автомобиль (ось, колесо), так и отрывать его от земли. Но эти факторы для обычных автомобилей мало-значимы по сравнению перераспределением при торможении.

- поперечное скольжение шины;
- свойства окружающей среды:
 - шероховатость поверхности дорожного полотна;
 - загрязненность дорожного полотна;
 - наличие и толщина водяной пленки;
 - температура дорожного полотна.

Зависимость коэффициента сцепления (см. рис. 3.1, кривая 1) теоретически описать адекватно реальности пока никому не удалось. Но начиная с середины 90^х годов в мировой автомобильной науке стала доминировать «магическая формула» голландского профессора из Делфтского университета Г.Б. Пацейки (*H. B. Pacejka*) [8]:

$$\varphi_x = \varphi_{max} \cdot \sin[C \cdot \arctg\{B \cdot S_x - E \cdot (B \cdot S_x - \arctg(B \cdot S_x))\}], \quad (3.3)$$

где φ_{max} – пиковое значение коэффициента сцепления; C – фактор формы кривой; B – фактор «жесткости»; S_x – коэффициент продольного скольжения шины; E – фактор кривизны.

Эта эмпирическая зависимость называется «магической» потому, что кроме φ_x с ее помощью можно рассчитать продольную F_x , поперечную F_y силы, стабилизирующий момент в пятне контакта и коэффициент сопротивления уводу шин K_δ .

Однако простота зависимости кажущаяся, так как параметры B , C и E являются тоже эмпирическими и представляются в виде полиномов, поиск которых – учитывая вышеприведенный перечень влияющих факторов – сложная задача.

Сущность процесса сцепления шины с дорогой становится понятной после анализа составляющих:

➤ **адгезионное сцепление** – прилипание на молекулярном уровне шины к дороге. Реальная площадь пятна контакта между резиной и выступом дороги мала, поэтому давления в пятне контакта высоки, что и приводит к слипанию на молекулярном уровне шины и выступа микронеровности дороги (холодная сварка). Адгезионная составляющая доминирует на *сухой и чистой* дороге. Особенно сильно выражено адгезионное сцепление при наличии «резинового наката» на дороге: схватывание резины с резиной очень быстрое и прочное. Накат образуется на чистой дороге в результате износного сцепления;

➤ **износное сцепление** – вызвано чрезмерным (выше предела прочности) напряжением резины на микроуровне при адгезионном схватывании резины с дорогой, что приводит к микроразрывам резины, на которые тоже тратится энергия. Износное сцепление незначительно зимой и на мокрой дороге, так как нет адгезионного сцепления;

➤ **деформационное сцепление** – проникновение эластичной резины

в микронеровности дороги, что, при скольжении шины, вызывает повышение сопротивления ее сдвигу–срезу: шина как альпинист цепляется за выступы дороги. Деформационная составляющая присутствует и на сухой дороге, но доминирует на мокрой, так адгезионное сцепление падает до нуля из-за смазывающих (и диспергирующих) свойств воды. Глубина, рисунок и развитость протектора вместе со скоростью автомобиля играют решающую роль в отводе воды из пятна контакта шины с дорогой. Если микронеровности дорожного полотна заполнены водой (а вода ведь несжимаема), то деформация резины вокруг микронеровностей минимальна – минимально и деформационное сцепление, следовательно, высока вероятность аквапланирования (в этом случае $\varphi_x \rightarrow 0$). Но современные шины «научились» справляться с тонкими пленками воды на дороге – поверхностный слой шин стал пористым, впитывает воду, тем самым, повышая роль деформационного сцепления.

Усилитель экстренного торможения

На многих автомобилях, оборудованных *ABS*, устанавливается усилитель экстренного торможения (распространенная аббревиатура *BA* – *brake assist*) (рис. 3.4). Эта система по принципу работы может быть механической (встроена в усилитель тормозов), либо комбинированной (давление создает специальный вакуумный насос и насос *ABS*). Усилитель экстренного торможения без *ABS* (если он механический) не применяется из-за опасности блокировки колес, что увеличивает тормозной путь и снижает

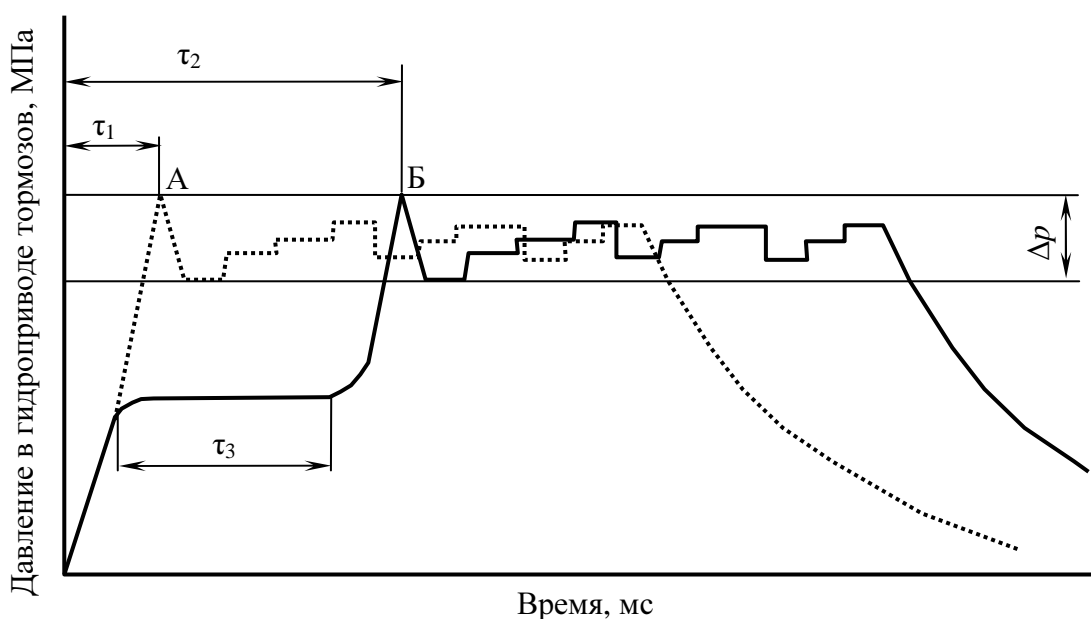


Рис. 3.4. Диаграмма работы усилителя экстренного торможения *BA*:

А, Б – точка включения *ABS* соответственно с системой *BA* и без нее; τ_1 , τ_2 – время срабатывания тормозного привода соответственно с системой *BA* и без нее; τ_3 – время преодоления тормозными колодками зазора до тормозного диска (барабана); Δp – диапазон изменения давления в гидроприводе тормозов при работе *ABS*

управляемость.

Необходимость в такой системе возникла после анализа поведения среднестатистического водителя, боящегося заблокировать колеса и поэтому недожимающего педаль тормоза в экстренной ситуации. Система *ВА* по скорости и силе нажатия на педаль тормоза распознает аварийную ситуацию и сама увеличивает давление в тормозной системе до максимума. При блокировке колес вступает в работу *ABS*.

Независимая от *ABS* механическая конструкция *ВА* более проста и поэтому надежнее, но с введением экологических требований ЕВРО-4 на режиме прогрева двигателя для ускорения этого процесса дроссельная заслонка открыта очень широко и за ней не создается необходимого для вакуумного усилителя тормозов разрежения. Поэтому в таких автомобилях появился вакуумный насос (теперь вакуумный усилитель, а вместе с ним и система *ВА* могут работать и при выключенном двигателе!).

Регулятор давления в приводе тормозов задних колес

Регулятор давления в приводе тормозов задних колес обычно состоит из двух элементов: гидравлического дросселя А (снижает скорость подачи тормозной жидкости к задним колесам) и механической системы, отслеживающей с помощью тяг расстояние между задним мостом и кузовом и в определенный момент подключающей дроссель Б. Расстояние между задней осью и кузовом больше при малой загрузке задней части автомобиля, увеличивается при торможении автомобиля (при клевке). Таким образом, дроссель Б системы отслеживает текущую вертикальную нагрузку на задние колеса. Зная загрузку (вертикальную реакцию на задних колесах) можно ограничить предельную тормозную силу, тем самым не допустив блокирования задних колес (рис. 3.5).

Необходимость в системе возникла вследствие того, что при блоки-

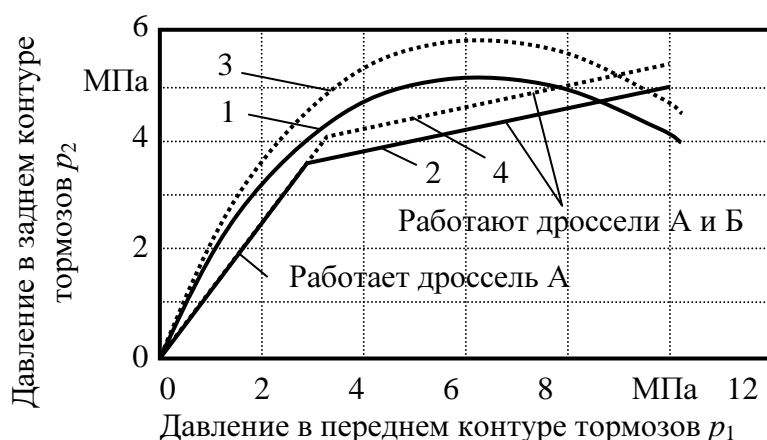


Рис. 3.5. Диаграмма работы регулятора давления в заднем контуре тормозов:

1, 3 – идеальная характеристика регулятора; 2, 4 – реальная характеристика;

1, 2 – расчетная загрузка автомобиля; 3, 4 – полная загрузка

ровке задних колес резко возрастает вероятность заноса. При блокировке только передних колес заноса не будет. Занос – это потеря управляемости, со всеми вытекающими негативными последствиями. Распределение тормозных сил по осям автомобиля называется *тормозным балансом*.

Устройство имеет два уровня регулирования – верхний и нижний. На верхнем уровне оно ограничивает давление в заднем контуре тормозов с помощью дросселя А, на нижнем – снижает давление еще одним дросселем Б (см. рис. 3.5). Но так как расход тормозной жидкости через регулятор быстро прекращается (колодки уперлись в тормозной барабан/диск), это снижение давления временное и через очень короткое время оно выравнивается. Таким образом, регулятор не ограничивает давление, а задерживает его рост. На автомобилях с ABS подобных регуляторов нет. Идеального тормозного баланса достичь с регулятором не удастся, следовательно, тормозной путь автомобиля увеличивается.

Кстати, «дешевые» комплектации автомобилей, не оборудованные ABS, но спроектированные под эту систему, часто имеют лишь дроссель А. При торможении с полной загрузкой автомобиль имеет больший тормозной путь (задние колеса не дотормаживают), чем автомобиль с регулятором.

Идеальный тормозной баланс для конкретных условий движения автомобиля можно рассчитать по зависимостям:

$$R_{x1} = \frac{G_a \cdot L_2}{L} \left(\cos \alpha - \frac{h_g}{L_2} \cdot \sin \alpha - \frac{c_x \cdot \rho_w \cdot A \cdot V^2}{2 \cdot G_a \cdot L_2} \cdot h_w - \frac{a}{g} \cdot \frac{h_g}{L_2} - f_k \cdot \frac{r_\partial}{L_2} \right) \cdot \Phi_x; \quad (3.4)$$

$$R_{x2} = \frac{G_a \cdot L_1}{L} \left(\cos \alpha + \frac{h_g}{L_1} \cdot \sin \alpha + \frac{c_x \cdot \rho_w \cdot A \cdot V^2}{2 \cdot G_a \cdot L_1} \cdot h_w + \frac{a}{g} \cdot \frac{h_g}{L_1} + f_k \cdot \frac{r_\partial}{L_1} \right) \cdot \Phi_x,$$

где L_1, L_2, h_g – координаты центра масс автомобиля;

L – база автомобиля;

G_a – вес автомобиля;

α – угол продольного наклона дороги;

c_x – коэффициент обтекаемости;

ρ_w – плотность воздуха;

A – площадь миделева сечения автомобиля;

V – скорость встречного потока воздуха, см. зависимости (1.9) – (1.11);

h_w – высота центра приложения равнодействующей аэродинамической силы;

a – ускорение автомобиля (с учетом знака!);

g – ускорение свободного падения;

f_k – коэффициент сопротивления качению, см. зависимости (1.6), (1.7);

r_∂ – динамический радиус колес;

Φ_x – коэффициент сцепления шины с дорогой (для корректного расчета

необходимо учитывать его зависимость от вертикальной нагрузки и от коэффициента скольжения в пятне контакта).

Электронная система распределения тормозов

Электронная система распределения тормозных усилий между колесами передней и задней осей (*EBD* – *Electronic Brake Distribution*) – это система, заменяющая (на более высоком качественном уровне) регулятор давления в приводе тормозов задних колес. *EBD* является дополнением *ABS* и отдельно существовать не может. *EBD* предотвращает перетормаживание задних колес, прежде чем начнет функционировать *ABS*: ее главная задача – обеспечение как можно более позднего вступления в работу *ABS*. Дело в том, что если оптимально распределить тормозные силы по колесам, то замедление у автомобиля будет больше, чем при колебательной работе *ABS*.

Четырехканальная (на каждое из четырех колес – отдельный канал) система *ABS* имеет в каждом канале отдельный трехпозиционный клапан, способный пропускать давление от главного тормозного цилиндра к рабочему цилиндру, либо удерживать/сравливать давление в рабочем тормозном цилиндре. Система *EBD* – это дополнительный программный алгоритм управления давлением в тормозах задних колес с помощью этих трехпозиционных клапанов. Алгоритмы *EBD* у автопроизводителей разные и могут быть очень гибкими: учитывать текущую массу автомобиля; по информации от датчика ускорений вычислять перераспределение вертикальных реакций между передней и задней осями и в соответствии с расчетным давлением регулировать давление в заднем контуре тормозов.

Система *EBD* вычисляет массу автомобиля m_a (и его развесовку) по давлению (p_0) в главном тормозном цилиндре (тут установлен датчик давления) и по замедлению (a) автомобиля (достаточно иметь информацию с любого датчика угловой скорости колеса, поскольку колеса не на грани юза)

$$m_a = \frac{p_0 \cdot K_{EBD}}{a},$$

где K_{EBD} – коэффициент пропорциональности между давлением в главном тормозном цилиндре и тормозной силой (определяется заранее и закладывается в программу управления системой).

Теперь при малых замедлениях на задние колеса подается большее давление – задняя ось тормозит эффективнее, что особенно актуально при торможении на скользкой дороге.

При правильной настройке системы *EBD* можно добиться идеального тормозного баланса, следовательно, сократится тормозной путь (см. рис. 3.5).

Превентивная система экстренного торможения

Передовые автостроители оснащают автомобили превентивной системой экстренного торможения (*PEBS – Preventive Electronic Brake System*), способную эффективно помочь на любой скорости. Система оценивает расстояние между автомобилями и подает звуковой и/или визуальный сигналы, включает осязательное оповещение (например, резкий тормозной толчок, во время которого машина резко притормаживает, что позволяет активизировать внимание водителя), а при бездействии водителя – включает функцию автоматического экстренного торможения.

Более ранние варианты системы *PEBS* незначительно поднимали давление в тормозной системе, тем самым, сокращая время их срабатывания в случае, если водитель все-таки нажмет на тормоз. Более поздние разработки – могли остановить автомобиль только на малой скорости – до 30 км/ч.

Система *PEBS* станет обязательной с 2015 г. для новых моделей европейских автомобилей категорий *M2*, *M3*, *N2* и *N3*.

Система *PEBS*, также как *EBD*, является дополнением системы *ABS*.

3.2. Эффективность тормозных механизмов

В настоящее время в автомобилях применяются в основном два типа конструкций колесных тормозных механизмов: дисковые и барабанные. Конечно, на транспорте применяют еще и ленточные тормоза (гусеничная техника), но в данном пособии они не рассматриваются как не нашедшие применение в массовом легковом транспорте.

Дисковые тормоза

Наиболее распространенными на современных автомобилях, особенно на передней оси, являются дисковые тормоза.

Достоинства дисковых тормозов по сравнению с барабанными:

- большая чувствительность к управляющему воздействию;
- равный износ тормозных колодок;
- меньший шум;
- стабильность тормозных сил при нагреве (торможение на высоких скоростях);
- простота технического обслуживания.

Недостатки дисковых тормозов:

- меньший тормозной коэффициент (отношение тормозной силы к приводной);
- меньший ресурс тормозных колодок;
- большая первоначальная стоимость;

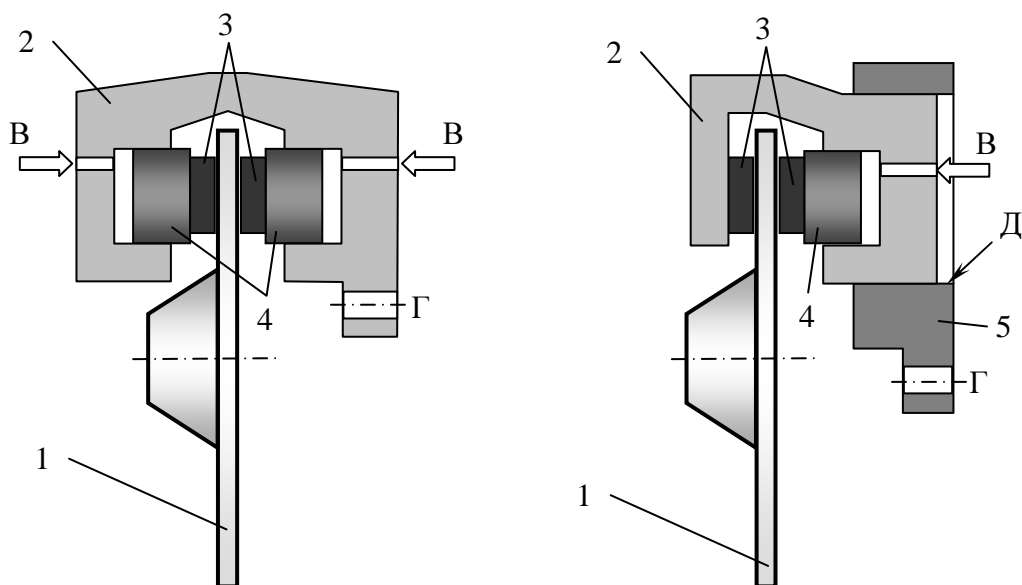


Рис. 3.6. Схема дискового тормоза с фиксированной (а) и плавающей (б) скобой:
 1 – тормозной диск; 2 – скоба (фиксированная или плавающая); 3 – тормозные колодки;
 4 – поршень рабочего тормозного цилиндра; 5 – суппорт; В – отверстие для подачи под давлением рабочей тормозной жидкости в цилиндр; Г – отверстие для крепления суппорта (скобы) к поворотному кулаку; Д – направляющие скобы в суппорте

- большие эксплуатационные расходы.

Конструкция дискового тормоза достаточно проста и надежна (рис. 3.6). Наибольшее количество дисковых тормозных механизмов выполнено по плавающей схеме, сущность которой заключается в следующем. Механизм содержит скобу с блоком рабочих тормозных цилиндров (реже – с одним цилиндром), расположенных с внутренней стороны от тормозного диска. Скоба имеет возможность свободно перемещаться в осевом направлении (по отношению к оси колеса). Для обеспечения этой подвижности в неподвижном суппорте имеются направляющие, в которых и размещена скоба. Направляющие могут быть выполнены как в виде пазов (например, «Шевроле-Нива»), так и в виде двух пальцев (например, «УАЗ-Патриот»).

Достоинства дискового тормоза с плавающей скобой:

- компактность: цилиндры размещены с одной стороны от диска, что позволяет уменьшить плечо обкатки, глубже в колесе разместив ступицу;
- отсутствие нагрева подводимой в трубке к наружному цилиндру жидкости, что вызывает неравномерность торможения наружной и внутренней колодками;
- надежность: вместо двух разнесенных и соединенных трубкой цилиндров установлен один блок цилиндров. Причем диаметр цилиндров может больше из-за большего пространства внутри (по отношению к тормозному диску);
- отсутствие осевой нагрузки на подшипник ступицы при торможении: при неподвижной скобе каждый цилиндр работает независи-

мо от другого, износ (и нагрев) их неравномерен, что и приводит к неуравновешенности сил слева и справа от тормозного диска.

К недостаткам дискового тормоза с плавающей скобой можно отнести лишь возможность выхода из строя направляющих, что возможно только при нарушении целостности их пыльников.

Барabanные тормоза

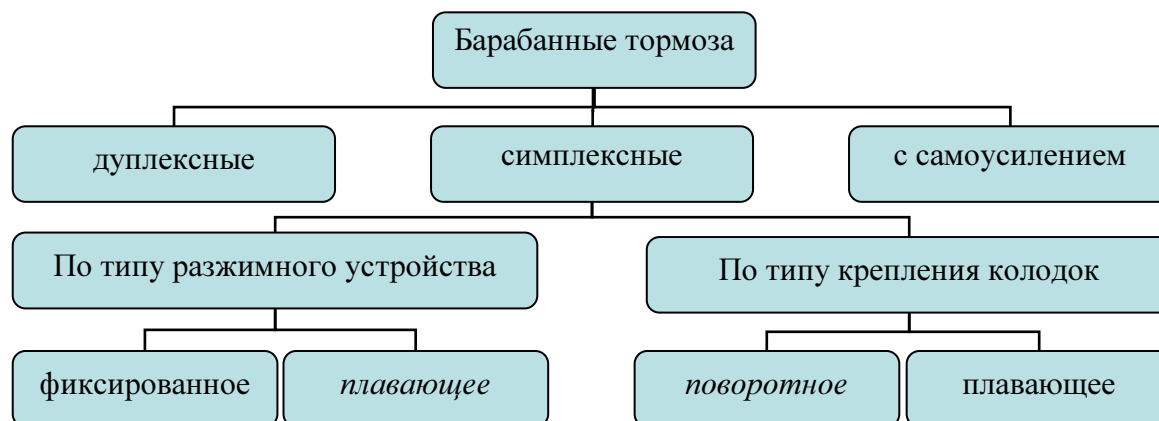


Рис. 3.7. Классификация барабанных тормозов

Барabanные тормоза, в отличие от дисковых, более разнообразны (рис. 3.7), но широко применяются в основном симплексные тормоза с плавающим типом разжимного устройства и поворотной опорой [5].

Термины, применяемые в конструкциях барабанных тормозов:

- *Симплексные* тормоза – это механизм, в котором есть только одна ведущая колодка (а вторая ведомая).
- В *дуплексном* механизме обе колодки ведущие. Крепление их может быть как плавающее, так и поворотное.
- *Ведущей* называется колодка, направление поворота которой вокруг точки ее крепления при торможении **совпадает** с направлением вращения барабана.
- *Ведомой* называется колодка, направление поворота которой вокруг точки ее крепления при торможении **не совпадает** с направлением вращения барабана.
- В *фиксированном разжимном механизме* реактивная сила воспринимается корпусом тормоза.
- В *плавающем разжимном механизме* реактивная сила воспринимается другой колодкой.
- В *поворотном креплении* колодка зафиксирована от перемещений.
- В *плавающем креплении* колодка может перемещаться в радиальном(!) направлении.
- В тормозном механизме с *самоусилением* обе колодки ведущие (следовательно, это дуплексная схема, но, тем не менее, она выделяется в

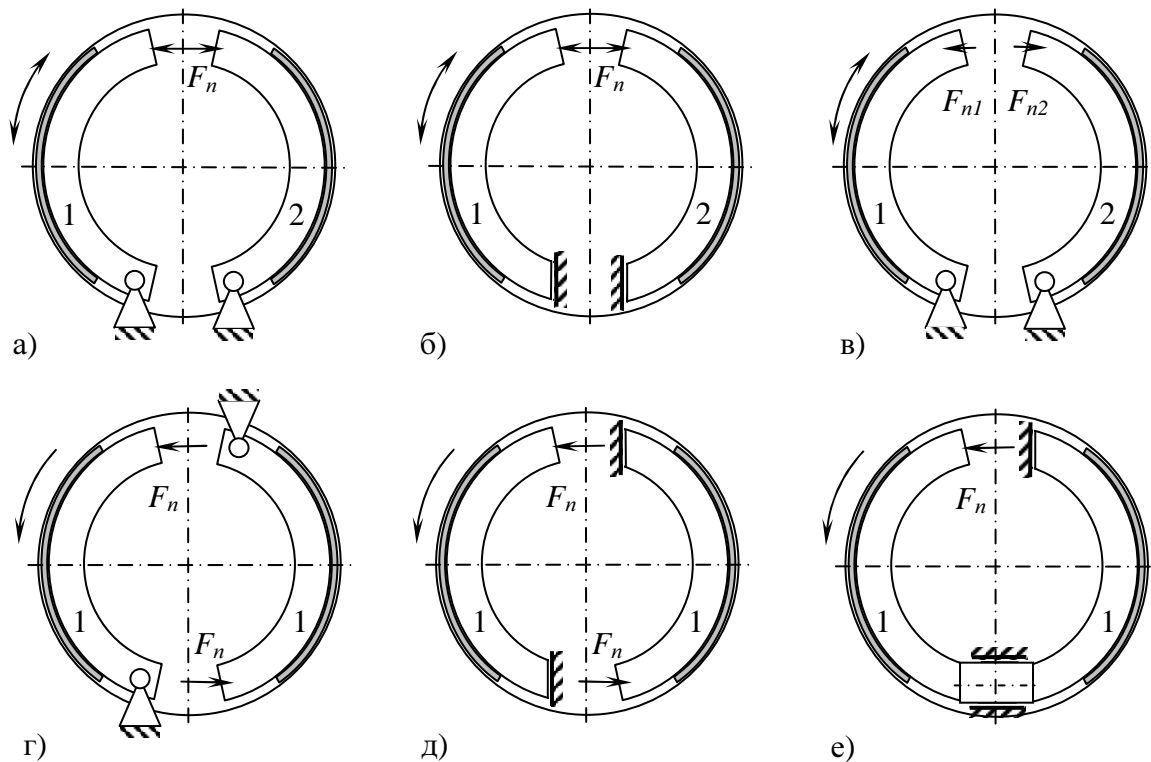


Рис. 3.8. Схемы барабанных тормозов:

1 – ведущая колодка; 2 – ведомая колодка; а, б, в – симплексная (реверсивная) схема; г, д – дуплексная (нереверсивная) схема; е – схема с самоусилением; а, б – с плавающим разжимным механизмом; в, г, д, е – с фиксированным разжимным механизмом; а, в, г – с поворотным креплением колодки; б, д – с плавающим креплением колодки

отдельный класс), причем опора передней колодки выполнена плавающей в направлении вращения(!) барабана, а реактивный момент передней колодки является приводным моментом задней колодки.

Дуплексные тормозные механизмы и с самоусилением постепенно вытесняются дисковыми тормозами даже на грузовых автомобилях.

Барабанные тормоза имеют более высокий коэффициент эффективности (отношение тормозной силы к приводной). Например, дисковый тормоз имеет коэффициент 0,76, а симплексный – около 2, дуплексный – около 3, с самоусилением достигает 5* [5]. Это означает, что при приводной силе 1 Н тормозная сила составит 5 Н.

Симплексная схема имеет один существенный недостаток: ведущая колодка изнашивается быстрее. Поэтому часто фрикционную накладку ведомой колодки делают тоньше или меньшей по площади.

На легковых автомобилях барабанные тормоза применяются только на устаревших моделях с максимальной скоростью до 90...100 км/ч. Например, такие тормоза применялись на автомобиле УАЗ-469: на передней оси тормоза по дуплексной схеме (левый и правый тормоз зеркальные), а задние – по симплексной схеме. Тем самым обеспечивался требуемый

* Все вычисления произведены для коэффициента трения колодки и тормозного барабана (диска) 0,38

тормозной баланс. Кроме того, достигалась полная унификация ступиц и тормозных барабанов всех колес, что для армейского автомобиля не теряет актуальности до сих пор.

3.3. Основы управляемости и устойчивости автомобиля

3.3.1. Силовой увод шин

Если на катящееся колесо начнет действовать боковая сила, то вектор скорости колеса отклонится от первоначального на некий угол δ – угол силового увода (угол между линией пересечения плоскости вращения колеса с дорогой и вектором скорости колеса V) (рис. 3.9). В теории автомобиля это явление принято иллюстрировать «щеточной моделью». «Щетинки» представляют деформируемую в радиальном и боковом направлении часть шины. На схеме видно, что на входе в пятно контакта с дорогой «щетинки» не имеют боковой деформации. Однако она нарастает к середине пятна контакта, затем достигает максимума, после которого контакт нарушается – начинается боковое скольжение «щетинок».

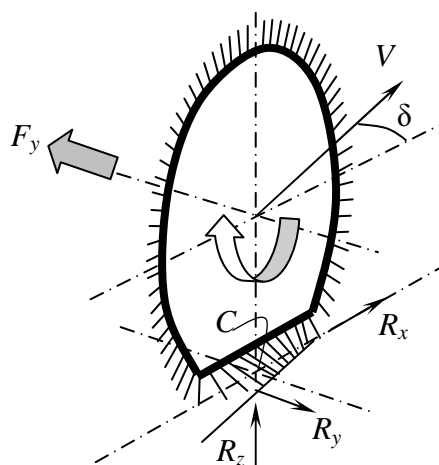


Рис. 3.9. Щеточная модель качения эластичной шины с силовым уводом

Силовой увод шины – один из факторов, не просто влияющих, а определяющих управляемость автомобиля! От соотношения углов увода передней и задней осей автомобиля зависит его поворачиваемость: недостаточная, нейтральная или избыточная.

Параметр, устанавливающий связь между боковой силой F_y , действующей на колесо, и углом увода шины δ , называется *коэффициентом сопротивления уводу*

$$K_{\delta} = \frac{F_y}{\delta}, \text{ [Н/рад]}. \quad (3.5)$$

Методика расчета K_{δ} по Д. А. Антонову

При нормальных условиях (ведомый режим при номинальной вертикальной нагрузке) задают $K_{\delta H}$, а потом его корректируют по вертикальной q_z и продольной q_x реакциям

$$K_{\delta} = K_{\delta H} \cdot q_x \cdot q_z. \quad (3.6)$$

Для радиальных шин (по данным НАМИ):

$$K_{\delta H} = 780 \cdot B_k \cdot (d + 2B_k) \cdot (p_{ш} + 98), \quad (3.7)$$

для диагональных шин

$$K_{\delta H} = 500 \cdot B_k \cdot (d + 2B_k) \cdot (p_{ш} + 98), \quad (3.8)$$

где $p_{ш}$ – давление в шине, кПа; B_k – ширина профиля шины, м; d – посадочный диаметр шины, м.

$$q_x = \sqrt{1 - \left(\frac{R_x}{\phi_x \cdot R_z} \right)^2}; \quad (3.9)$$

$$q_z = 2,4 \cdot \frac{R_z}{R_{zH}} - 1,8 \cdot \left(\frac{R_z}{R_{zH}} \right)^2 + 0,4 \cdot \left(\frac{R_z}{R_{zH}} \right)^3, \quad (3.10)$$

где R_x , R_z – соответственно продольная и вертикальная реакция в пятне контакта шины с дорогой, Н;

ϕ_x – коэффициент продольного сцепления;

R_{zH} – номинальная вертикальная реакция (нагрузка), Н.

Методика расчета $K_{\delta H}$ по Н. В. Радзика [8]

$$K_{\delta H} = c_1 \cdot c_2 \cdot R_{z0} \cdot \sin \left(2 \cdot \arctg \left(\frac{R_z}{c_2 \cdot R_{z0}} \right) \right), \quad (3.11)$$

где c_1 – коэффициент, учитывающий конструкцию шины (изменяется от 6 до 30). Для шин легковых автомобилей:

- с профилем 100 % принимают $c_1 \approx 6$;
- с профилем 70...80 % – $c_1 \approx 8$;
- с профилем 50...60 % – $c_1 \approx 10...12$;
- для шин болидов «Формула-1» – $c_1 \approx 30$.

c_2 – коэффициент запаса нагрузки: отношение расчетной нагрузки R_z и номинальной нагрузки на шину R_{z0} :

$$c_2 = R_z / R_{z0}. \quad (3.12)$$

Коэффициент c_1 в основном определяется конструкцией шины и особенностями профиля. Так, например, шина гоночного автомобиля класса F1 имеет посадочную ширину, значительно превышающую ширину беговой дорожки (рис. 3.10, а, б, см. <http://www.f1news.ru/Championship/2010/reglament.shtml>). Это обеспечивает высокие значения коэффициента сопротивления уводу: беговая дорожка при прохождении поворотов «упирается»

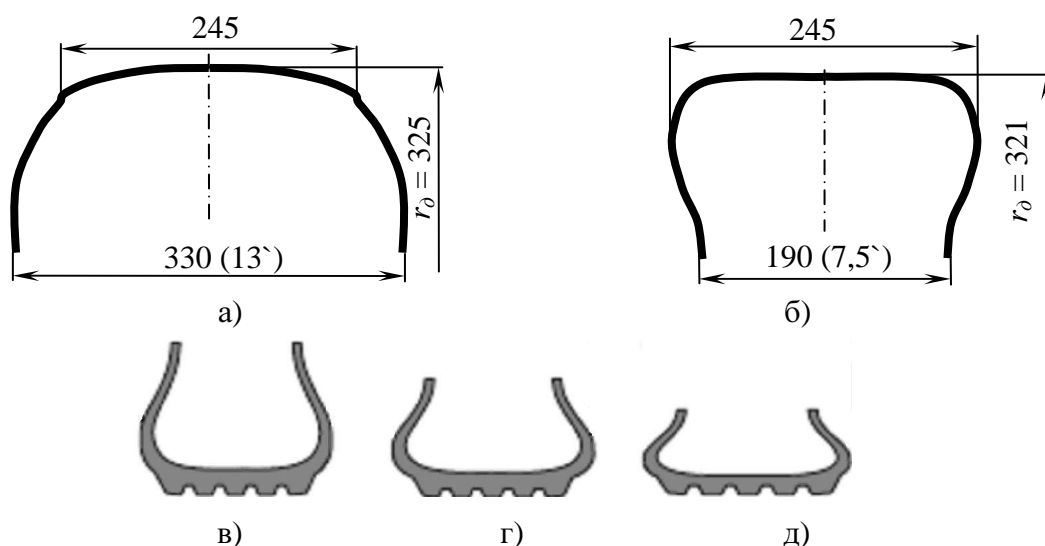


Рис. 3.10. Профиль шины:

а – 245/55R13 гоночного автомобиля *F1* (регламент 2010 г.); б – дорожной шины *Michelin Pilot Primacy 255/55R17*; в – д – высота профиля соответственно 100 %, 55 %, 30 %

в диск, а внешняя (по отношению к центру поворота) боковина испытывает напряжения сжатия. Тогда как у обычной дорожной шины эта боковина «работает на изгиб». Применять конструкцию шины *F1* на обычных автомобилях непрактично: боковина будет повреждена при первом же наезде на какое-либо препятствие, например, бордюрный камень. Поэтому у дорожных шин ширина диска меньше ширины профиля шины на 20...25 % (в каталогах производителей шин указана конкретная рекомендуемая ширина обода, отклонение от которой в любую сторону приведет к снижению ресурса шины). Высота профиля шины, обозначаемая в процентах от ширины профиля, оказывает большое влияние на коэффициент сопротивления уводу: чем профиль ниже, тем он больше (см. рис. 3.10, в – д, [7]). Однако вероятность повреждения шины с уменьшением высоты профиля растет.

Зависимость (3.11) не учитывает влияние продольной реакции на K_δ . Оно должно быть учтено через «магическую» формулу (3.3). При упрощенных расчетах можно воспользоваться корректировкой с помощью коэффициента q_x по зависимости (3.9), домножив значение K_δ на него (зависимость (3.11)):

$$K_\delta = K_{\delta H} \cdot q_x.$$

Номинальная нагрузка R_{zH} на колесо задана производителем шин в виде индекса грузоподъемности. Однако следует учесть, что этой грузоподъемностью шина обладает при номинальном давлении в шине 0,25 МПа. Автомобильный инженер, рассчитав управляемость, назначает давление воздуха в шине, отличное от номинального (заданного шинником). В этом случае следует воспользоваться поправочной таблицей 3.1.

3.1. Несущая способность шин, кг [9]

Индекс грузоподъемности	Давление в шине, МПа										
	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19	0,2	0,21	0,22	0,23	0,24	0,25
69	215	225	240	250	260	270	285	295	305	315	325
70	225	235	245	260	270	280	290	300	315	325	335
71	230	240	255	265	275	290	300	310	325	335	345
72	235	250	260	275	285	295	310	320	330	345	355
73	245	255	270	280	295	305	315	330	340	355	365
74	250	260	275	290	300	315	325	340	350	365	375
75	255	270	285	300	310	325	335	350	360	375	387
76	265	280	295	310	320	335	350	360	375	385	400
77	275	290	305	315	330	345	360	370	385	400	412
78	280	295	310	325	340	355	370	385	400	410	425
79	290	305	320	335	350	365	380	395	410	425	437
80	300	315	330	345	360	375	390	405	420	435	450
81	305	320	335	350	365	380	395	410	425	440	455
82	315	330	350	365	380	395	415	430	445	460	475
83	325	340	360	375	390	405	425	440	455	470	487
84	330	350	365	385	400	420	435	450	470	485	500
85	340	360	380	395	415	430	450	465	480	500	515
86	350	370	390	410	425	445	460	480	495	515	530
87	360	380	400	420	440	455	475	490	510	525	545
88	370	390	410	430	450	470	485	505	525	540	560
89	385	405	425	445	465	485	505	525	545	560	580
90	400	420	440	460	480	500	520	540	560	580	600
91	410	430	450	475	495	515	535	555	575	595	615
92	420	440	465	485	505	525	550	570	590	610	630
93	430	455	475	500	520	545	565	585	610	630	650
94	445	470	490	515	540	560	585	605	625	650	670
95	460	485	505	530	555	575	600	625	645	670	690
96	470	495	520	545	570	595	620	640	665	685	710
97	485	510	535	560	585	610	635	660	685	705	730
98	500	525	550	575	600	625	650	675	700	725	750
99	515	540	570	595	620	650	675	700	725	750	775
100	530	560	590	615	640	670	695	720	750	775	780
101	555	585	615	640	665	695	720	745	775	800	805
102	580	610	640	665	690	720	745	770	800	825	830
103	605	635	665	690	715	745	770	795	825	850	855

Индекс грузоподъемности	Давление в шине, МПа										
	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19	0,2	0,21	0,22	0,23	0,24	0,25
104	630	660	690	715	740	770	795	820	850	875	880
105	655	685	715	740	765	795	820	845	875	900	905
106	680	710	740	765	790	820	845	870	900	925	930
107	705	735	765	790	815	845	870	895	925	950	955
108	730	760	790	815	840	870	895	920	950	975	980
109	755	785	815	840	865	895	920	945	975	1000	1005
110	780	810	840	865	890	920	945	970	1000	1025	1030
111	805	835	865	890	915	945	970	995	1025	1050	1055
112	830	860	890	915	940	970	995	1020	1050	1075	1080
113	855	885	915	940	965	995	1020	1045	1075	1100	1105
114	880	910	940	965	990	1020	1045	1070	1100	1125	1130
115	905	935	965	990	1015	1045	1070	1095	1125	1150	1155
116	930	960	990	1015	1040	1070	1095	1120	1150	1175	1180
117	955	985	1015	1040	1065	1095	1120	1145	1175	1200	1205
118	980	1010	1040	1065	1090	1120	1145	1170	1200	1225	1230
119	1005	1035	1065	1090	1115	1145	1170	1195	1225	1250	1255
120	1030	1060	1090	1115	1140	1170	1195	1220	1250	1275	1280

Как показывают расчеты, зависимость (3.6) менее точна, чем, зависимость (3.11), так как последняя опирается на реальную несущую способность шины, заданную производителем.

На коэффициент сопротивления уводу существенное влияние оказывает и конструкция шины: радиальная или диагональная. Так как в радиальной шине есть брекер, то этот тип шин имеет большее по размерам пятно контакта с дорогой, что обеспечивает практически полуторократное увеличение K_{δ} (рис. 3.11).

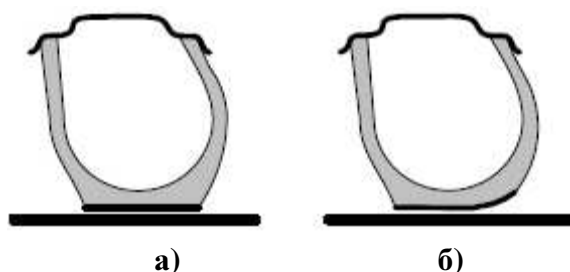


Рис. 3.11. Влияние конструкции шины на форму пятна контакта с дорогой при действии боковой силы [7]:

а – радиальная шина; б – диагональная

3.3.2. Кинематический увод шины

Если продольная плоскость симметрии колеса неперпендикулярна дороге (угол развала колеса), то в движении возникнет увод колеса на угол δ_k в сторону его наклона. Угол увода колеса зависит от свойств шины и угла его наклона β .



Причины появления развала колес (рис. 3.12).

1. Историческая. До недавнего времени в ступицах колес широко применялись конические роликовые подшипники. Как известно, их нельзя эксплуатировать с нулевым зазором – при нагреве их заклинит. Из-за зазора колесо «гуляет» влево-вправо. Пока скорости небольшие – все нормально. Но с ростом скорости даже небольшие отклонения в направлении движения колеса существенно сказываются на управляемости автомобиля. Для уменьшения влияния зазора колесо установили с положительным развалом (верхняя часть колеса отклонена наружу), в результате чего весом автомобиля зазор выбирается в одну сторону и при небольших боковых силах колебания в зазоре не возникают. Кинематический увод шины из-за развала компенсируется установкой схождения колес.

2. Современная. При скоростном прохождении поворотов необходимо, чтобы наиболее нагруженные внешние колеса оставались перпендикулярными к дороге – в этом случае они смогут передать наибольшую боковую силу. Однако при прямолинейном движении крена кузова нет и колеса неперпендикулярны дороге – они будут иметь отрицательный развал. Для компенсации увода при движении по прямой колесам придают отрицательное схождение*. Отрицательный развал может достигать до 10° (например, на гоночных автомобилях F1).

3. Кинематическая. Колеса могут наклоняться влево или вправо при ходе подвески: если бы, например, в подвеске на двойных поперечных рычагах (судя по тому, что она применяется на всех автомобилях F1, это самая лучшая подвеска) рычаги были бы одинаковой длины, то вертикальная ось колеса была бы параллельна вертикальной оси кузова автомобиля. Но в этом случае неизбежно существенное изменение колеи автомобиля при симметричном качании подвески, что «переставляет» автомобиль при движении на высокой скорости. Поэтому верхний рычаг делают короче нижнего в 1,5...1,8 раза, что и обеспечивает неизменность колеи при качании подвески, но существенно влияет на развал колес. Настройкой подвески (подбором углов наклона рычагов, пространственного положения сайлентблоков и шаровых (шкворневых) опор и т.п.) добиваются наиболее благоприятного поведения автомобиля в конкретных условиях движения: универсальных настроек не существует!

* На схождение колес влияет еще и продольная реакция в пятне контакта колеса с дорогой, которая в динамике его изменяет: на ведущем колесе схождение увеличивается (и становится положительным), а при торможении – уменьшается, а если было положительным, то может стать отрицательным.

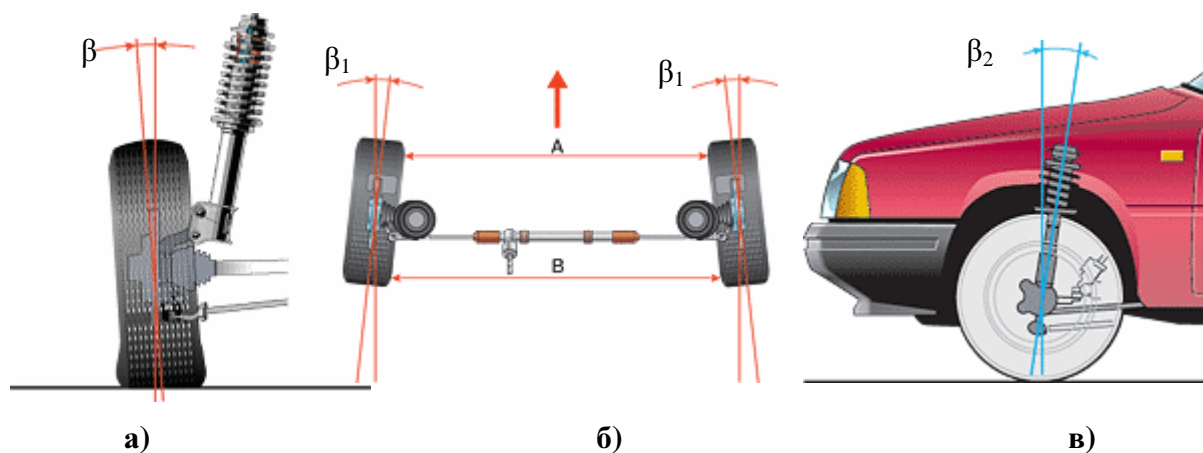


Рис. 3.12. Углы установки управляемых колес:

а – развал; б – схождение; в – кастер (продольный угол наклона оси поворота колес)

Угол кинематического увода колеса пропорционален ширине профиля шины: чем он шире, тем больше увод. Однако для большинства дорожных (неспортивных) шин с той или иной степенью точности подходит зависимость

$$\delta_k = \beta \cdot K_\beta, \quad (3.13)$$

где K_β – коэффициент влияния угла развала шины на угол его увода.

Информация о численных значениях коэффициента K_β крайне скудна и чаще всего ее находят экспериментально. Считается, что значения коэффициента лежат в диапазоне от 1/6 до 1/4 (0,167...0,25). Причем большие значения соответствуют большей ширине профиля шины.

В зарубежной литературе этот коэффициент представлен в несколько ином виде – через боковую реакцию [8, 10, 11]:

$$R_y = C_\beta \cdot \beta \cdot R_z, \quad (3.14)$$

где $C_\beta = 0,004...0,016$ (с наиболее вероятным значением 0,01) – удельный коэффициент влияния развала на увод шины, град⁻¹; R_z – вертикальная нагрузка на шину, Н (см., например, [10]).

Коэффициент C_β устанавливает пропорциональную зависимость между углом развала, вертикальной нагрузкой на шину и возникающей боковой силой. Произведение $C_\beta \cdot R_z$ по своей сути аналогично коэффициенту сопротивления уводу под действием боковой силы, поэтому итоговую боковую силу, которую может выдержать шина без потери устойчивости, можно вычислить по зависимости

$$R_y = -K_\delta \cdot \delta + C_\beta \cdot \beta \cdot R_z. \quad (3.15)$$

Следует только обратить внимание, что в (3.15) угол увода δ подставляется в радианах, а угол развала β – в градусах. При положительном развале абсолютное значение суммарной боковой реакции меньше чем при отрицательном развале (о чем говорят разные знаки у слагаемых в вышеприведенной зависимости).

Следует заметить, что наклон колеса может возникнуть, например,

при неравномерной степени износа шин одной оси, их разной размерности или разном давлении. Увод, вызванный этими факторами, особенно заметен на автомобилях с зависимой подвеской.

3.3.3. Кинематический увод оси

Кинематический увод оси колес(а) – это непреднамеренный поворот колес(а) влево-вправо, вызванный, как правило, деформацией упругих элементов подвески и изменением положения шарниров направляющего аппарата подвески.

Кинематический увод оси есть и у зависимых, и у независимых подвесок. Однако у независимых подвесок это явление выражено в меньшей степени, и подавляется направленной эластичностью сайлентблоков и рычагов. На многорычажных подвесках кинематический увод формируется намеренно (разумеется, в сторону улучшения управляемости).

Кинематический увод может оказывать как негативное, так и благоприятное воздействие на управляемость автомобиля.

В зависимой подвеске кинематический увод учитывают главным образом в задней подвеске, так как эта ось является неуправляемой. Конечно, кинематический увод есть и у передней оси, но он легко компенсируется управляющим воздействием водителя. Например, при крене кузова 6° увод оси может составить $20'$, что весьма существенно: на скорости порядка 100 км/ч за 1 секунду ось «переставляет» (смещает в сторону) на 15 см – если наружу поворота, то начнется занос со всеми вытекающими последствиями.

Кинематический увод оси возникает по следующим причинам (рис. 3.13). Продольная направляющая задней подвески (например, перед-

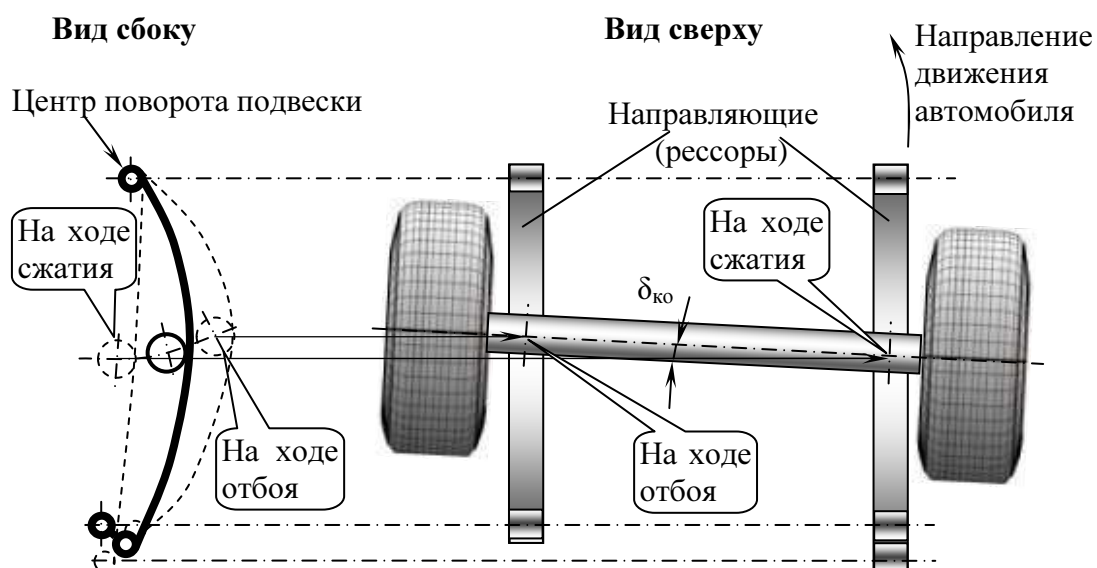


Рис. 3.13. Схема кинематического увода оси колес на задней рессорной зависимой подвеске при крене в повороте (стремьянки не показаны)

няя половина рессоры автомобилей УАЗ или ГАЗ, реактивные тяги заднеприводных автомобилей ВАЗ, продольные элементы упругой Н-образной балки переднеприводных ВАЗ) часто расположена не горизонтально, а немного наклонена назад: задний «шарнир» (если речь о рессоре, то ее средняя часть) – ниже переднего. В результате упругой деформации подвески ось задних колес описывает дугу с центром в переднем шарнире. При этом изменяется база автомобиля: при ходе отбоя база уменьшается, а при ходе сжатия – увеличивается. Кинематического увода не было бы, если бы оба колеса перемещались вверх-вниз синхронно. Однако из-за разных неровностей слева и справа, а также из-за кренов кузова прогиб подвески слева и справа различный, а, следовательно, и база автомобиля слева и справа становится неодинаковой и поэтому ось задних колес поворачивается. Причем в описанном варианте положения шарниров продольных направляющих этот увод нежелателен: ось поворачивается в сторону заноса, добавляя избыточную управляемость.

Однако кинематический увод можно сделать и полезным (уменьшающим избыточную поворачиваемость). Для этого передний конец задней рессоры опускают ниже оси колес. В этом случае дуга перемещения оси колес переходит из одного квадранта окружности в другой (или по крайней мере становится ближе к нейтральному положению) и в этом случае задняя ось автомобиля поворачивается внутрь поворота, уменьшая избыточную поворачиваемость. Подобная конструкция рессоры широко применяется на легких грузовых автомобилях и автобусах на их базе, например, на автомобиле ЗИЛ–5301 «Бычок» (рис. 3.14).

Кстати, при крене кузова или при перекосе моста на неровностях до-

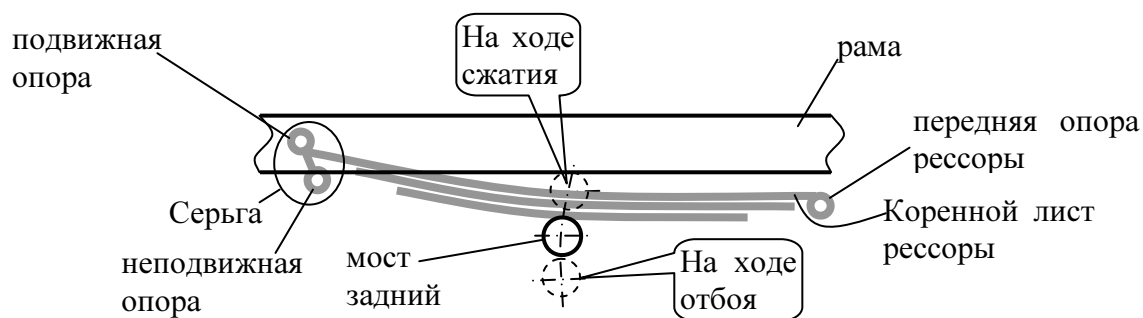


Рис. 3.14. Схема качания оси колес на задней рессорной зависимой подвеске автомобиля ЗИЛ–5301 «Бычок» (стремянки не показаны)

роги из-за поворота оси моста стремянки рессоры скручиваются, что вызывает поперечное скольжение листов рессоры друг относительно друга. Именно для этого нужны хомуты, ограничивающие боковое перемещение концов нижних листов рессоры относительно закрепленных в опорах коренного, а иногда и второго листа.

Учесть кинематический увод оси δ_{ko} в суммарном уводе δ_{Σ} возможно,

рассчитав угол увода оси при некотором положении (в вертикальном направлении) оси заднего моста. Углы силового δ и кинематического δ_k уводов шины, а также кинематического увода оси колес δ_{ko} складываются алгебраически (то есть просто с учетом знаков)

$$\delta_{\Sigma} = \delta + \delta_k + \delta_{ko}. \quad (3.16)$$

3.3.4. Кинематика и эластокинематика шасси автомобиля

3.3.4.1. Подвеска

Управляемость современного автомобиля определяется, главным образом, эластокинематикой шасси. В это понятие входит не только кинематика шасси (подвески), но и податливость кузова, рычагов и шарниров подвески и рулевого управления:

➤ **Жесткость кузова на кручение***. На легковых автомобилях должна быть как можно больше (в разумных пределах – у танка «кузов» очень жесткий, но управляемость не на высоте), на грузовых ищут компромисс – на слишком жестких рамах высоки напряжения в металле, следовательно, высока вероятность образования трещин.

Жесткость кузова (рамы) снижается по мере эксплуатации (старения) автомобиля, причем тем быстрее, чем старше автомобиль. Неправильная эксплуатация ускоряет старение автомобиля: частый переезд «лежащих полицейских» под углом, частая езда по пересеченной местности и т.п.

➤ **Жесткость кузова по боковому смещению** (верхних точек относительно нижних). Для улучшения этого параметра при тюнинге переднеприводных автомобилей устанавливают растяжку (распорку) между верхними точками крепления амортизаторных стоек. Однако на автомобилях, эксплуатируемых на дорогах общего пользования, такая доработка запрещена из соображений безопасности (не все, что жестче хорошо – нужен определенный баланс между жесткостями передней и задней частей кузова).

➤ **Продольная податливость подвески колес**. Шарнир, отвечающий за продольную податливость подвески колес, делают относительно мягким, что необходимо для компенсации «жесткого» качения радиальных шин. При этом резко снижается передача на кузов шума от колес – комфортность улучшается. Например, на переднеприводных ВАЗах эту податливость обеспечивает передняя опора продольного рычага передней подвески («краб»). На подвесках типа Мак-Ферсон более современных конст-

* Можно увеличить жесткость кузова установкой каркаса безопасности внутри салона, но это приемлемо только для спортивных автомобилей.

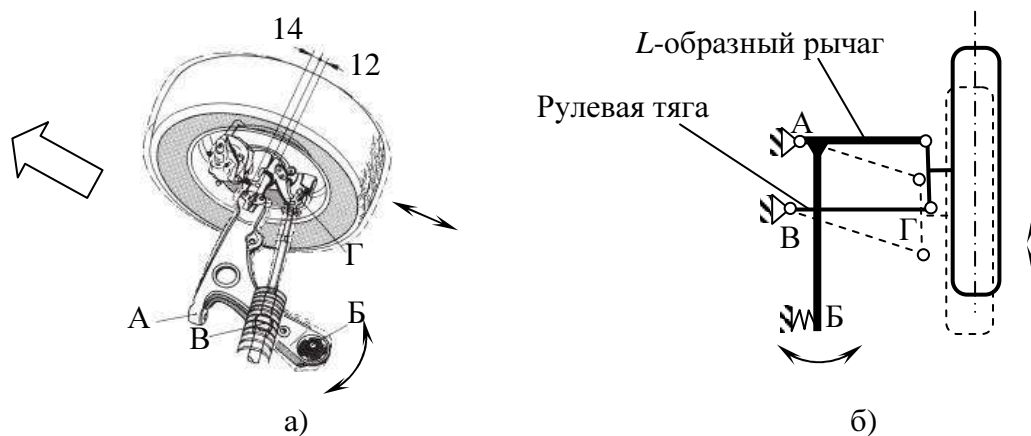


Рис. 3.15. Конструктивная (а) и кинематическая (б) схемы нижнего рычага передней подвески типа Мак-Ферсон современного автомобиля [9]:

А, Б – жесткий и податливый сайлентблок соответственно; В, Г – шарниры рулевой тяги

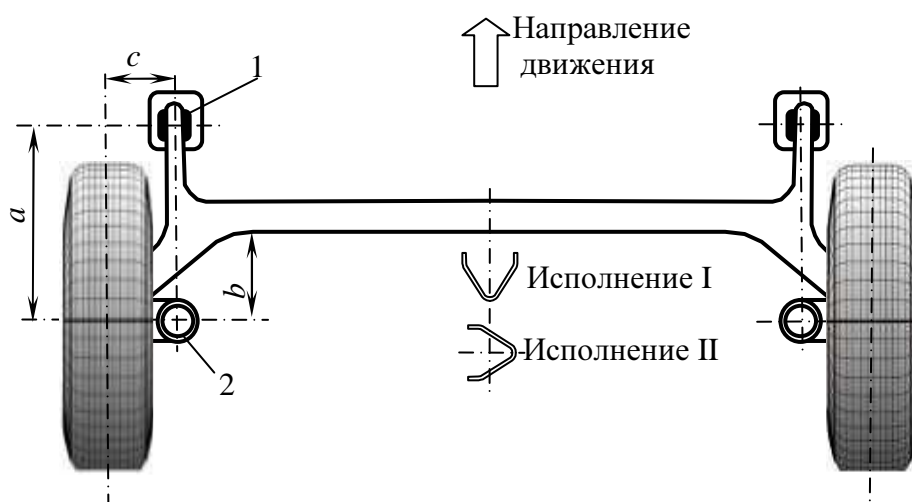


Рис. 3.16. Схема задней подвески со связанными рычагами:

1 – сайлентблок; 2 – упругий элемент (пружина)

рукций вместо двух нижних устанавливают один *L*-образный рычаг (рис. 3.15).

Шарниры 1 (рис. 3.16) задней подвески со связанными рычагами обычно выполняют большого диаметра именно для того, чтобы они хорошо демпфировали продольные колебания колеса.

➤ **Кинематика зависимой подвески.** Эта подвеска очень проста и надежна. При наезде на неровность дороги одним колесом или разным радиусе качения колес одной оси (по различным причинам: неравномерный износ шин, различная загрузка по бортам и т.п.) оба колеса наклоняются в ту или иную сторону, что вызывает кинематический увод обоих колес в сторону наклона оси (см. п. 3.3.2). Кроме того, у зависимой подвески часто имеет место кинематический увод оси колес (см. п. 3.3.3).

Центр крена зависимой рессорной подвески находится на линии пересечения вертикальных плоскостей: продольной симметрии автомобиля и оси колес, по высоте находясь на уровне нейтральной линии коренных

листов рессоры.

Если в зависимой подвеске есть поперечная тяга Панара, тогда центр крена находится в точке пересечения линии, соединяющей ее шарниры, с вертикальной продольной плоскостью симметрии автомобиля.

Зависимая подвеска на продольных рычагах имеет множество модификаций, а центр крена находится по соответствующим схемам [9].

➤ **Эластокинематика подвески со связанными рычагами** (другие названия – Н-образная, полузависимая, полунезависимая, полуторсионная, упругая балка и т.п.) Эта подвеска проста конструктивно, но далеко не проста кинематически (см. рис. 3.16). Если размер $b = 0$, то это обычная зависимая подвеска. Если $b = a$, то это подвеска на продольных рычагах. И только если $0 < b < a$, то это и есть подвеска со связанными рычагами.

Если оси упругих элементов 2 (см. рис. 3.16) совпадают с осью колес, то в этом случае шарниры 1 оказываются практически ненагруженными вертикальными силами и шарнир можно делать мягким для снижения шумности качения радиальных шин (см. выше «продольная податливость подвески колес»). Однако вертикальная нагрузка на колесах создает момент на плече c , изгибая поперечную балку (средней частью вниз). При этом возникает отрицательный развал колес. При прохождении поворота наружное, наиболее нагруженное колесо, изменяет свой развал в положительную сторону из-за деформации балки (исполнение I) под действием реакции момента от боковой силы в пятне контакта на плече r_0 (при этом еще не учтен крен кузова).

Начиная с 1996 г. появилась модификация рассматриваемой подвески, у которой сечение балки открыто книзу (исполнение II, см. рис. 3.16), и это резко изменило свойства конструкции: в повороте балка получает более сложную пространственную деформацию, в результате которой у наружного по отношению к центру поворота колеса появляется отрицательное схождение (подруливающий эффект), что существенно улучшает управляемость автомобиля.

Центр крена подвески со связанными рычагами находится в два этапа (рис. 3.17). Сначала находим полюса поворота колес на виде сверху. Затем соединяем их с центром пятна контакта противоположного колеса. Точка пересечения этих линий и будет центром крена подвески.

➤ **Кинематика подвески на двойных поперечных рычагах (рис. 3.18).** Эту подвеску очень любят многие автомобильные инженеры. Дело в том, что ее можно настроить и для комфортного автомобиля, и для спортивного: большинство спортивных автомобилей (в том числе F1) имеют переднюю и заднюю подвески на двойных поперечных рычагах.

В рассматриваемой подвеске можно обеспечить постоянство колеи подвески независимо от ее хода. Это необходимо для того, что автомобиль

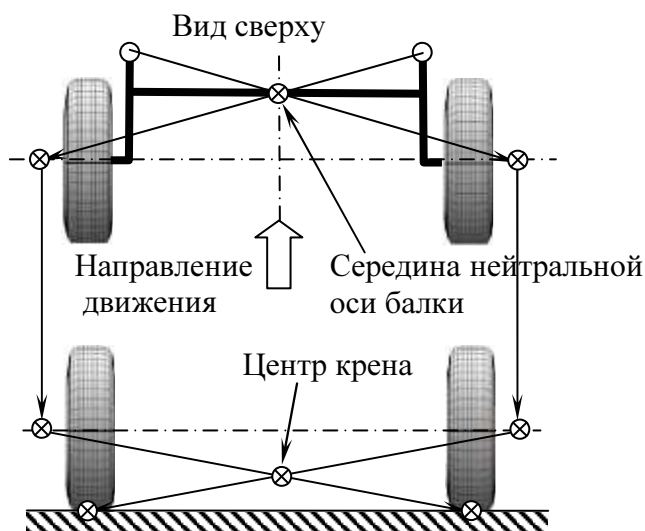


Рис. 3.17. Схема определения центра крена задней подвески со связанными рычагами



Рис. 3.18. Подвеска на двойных поперечных рычагах

не «переставляло» в сторону при прогибе подвески. Например, автомобиль наехал обоими колесами оси на неровность одинаковой высоты на высокой скорости (рис. 3.19). Происходит деформация подвески. Если бы подвеска была на рычагах одинаковой длины, то колея бы изменилась. Сцепление шин слева и справа не может быть одинаковым, следовательно, его «переставит» в сторону колеса с меньшим сцеплением. Автомобиль изменит направление движения, что очень плохо. Если же подобные явления происходят при прохождении поворота, то изменение колеи может привести к боковому срыву колес, что также нежелательно.

Во избежание этого верхний рычаг делают короче нижнего в 1,5...1,8 раза (изменение колеи уменьшается, но не исчезает полностью). Однако у такой схемы есть особенность, которая только при правильном конструировании может быть полезной: изменяется угол развала колес. Необходимо обеспечить, чтобы внешнее по отношению к центру поворота колесо даже при крене кузова оставалось перпендикулярным к дороге. В

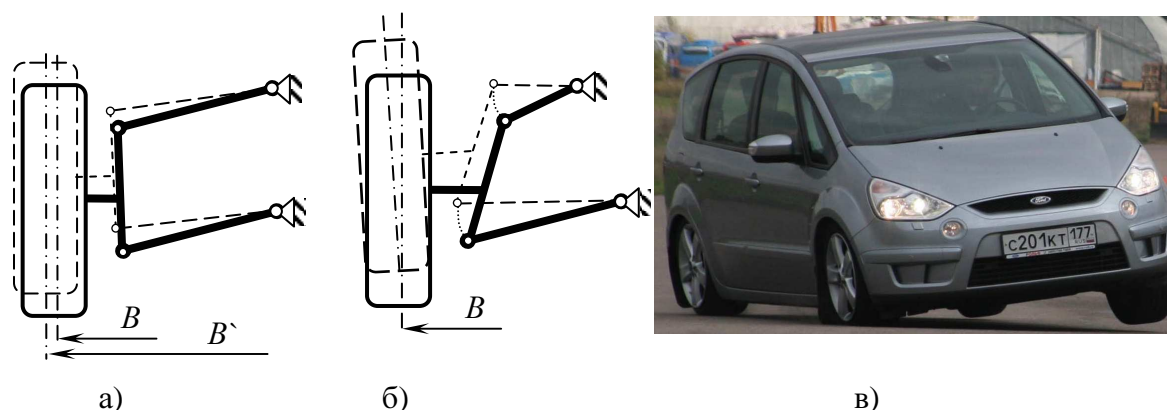


Рис. 3.19. Изменение колеи на ходе сжатия подвески на двойных поперечных рычагах:

а – рычаги одинаковой длины; б – при соотношении длин рычагов 1 : 1,5...1,8; в – перераспределение нагрузки на колесах в повороте

этом случае оно сможет лучше всего передавать боковые нагрузки. Ведь в повороте внешнее колесо наиболее нагружено (рис. 3.19, в), поэтому имеет хорошее сцепление с дорогой, следовательно, может передавать значительные боковые силы, что и требуется для управляемости, тогда как внутреннее колесо слабо нагружено и боковые силы передать практически не может. Таким образом, для обеспечения лучшей управляемости на ходе сжатия подвески на двойных поперечных рычагах угол развала должен изменяться в сторону отрицательных значений (в итоге с учетом крена кузова колесо окажется перпендикулярным к дороге, что и необходимо). Такую кинематику можно реализовать, правильно располагая рычаги в пространстве (рис. 3.20). Если разность между углами наклона рычагов к горизонту положительна (см. рис. 3.20, а), то при ходе сжатия подвески развал колес растет. Если разность отрицательна (см. рис. 3.20, б), то развал уменьшается и принимает отрицательные значения. Другими словами, если полюс мгновенного поворота колеса снаружи – развал увеличивается, внутри – уменьшается. Вывод: полюс должен быть внутри (см. рис. 3.20, б и 3.21, в).

Центр крена подвески на двойных поперечных рычагах может находиться на различной высоте: все зависит от того, как расположены по высоте центр пятна контакта колеса с дорогой и полюс его мгновенного поворота, который находится в точке пересечения осей рычагов (рис. 3.21).

Для обеспечения комфортной езды центр крена подвески необходимо «поднимать». Тогда уменьшается плечо крена – расстояние от центра масс автомобиля, к которому приложена боковая сила, до оси (центра) крена. Если короче плечо (меньше кренящий момент), то можно уменьшить угловую жесткость подвески, следовательно, плавность (комфортность) хода улучшится.

Однако у высокого центра крена есть и недостаток, с которым не могут смириться спортсмены: реакция в пятне контакта колеса направлена именно к центру крена (рис. 3.22). Следовательно, если центр крена распо-

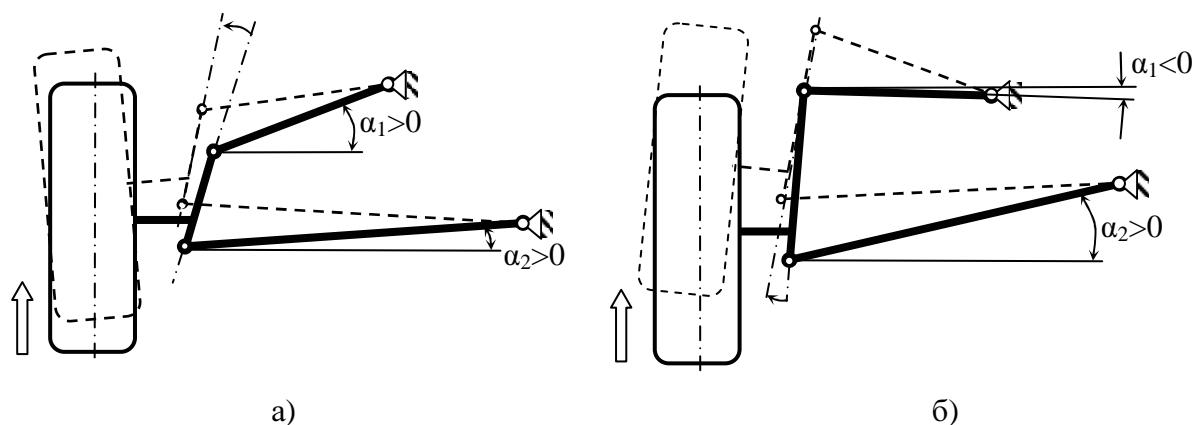


Рис. 3.20. Изменение развала колеса на ходе сжатия подвески на двойных поперечных рычагах:

а – при $(\alpha_1 - \alpha_2) > 0$; б – при $(\alpha_1 - \alpha_2) < 0$

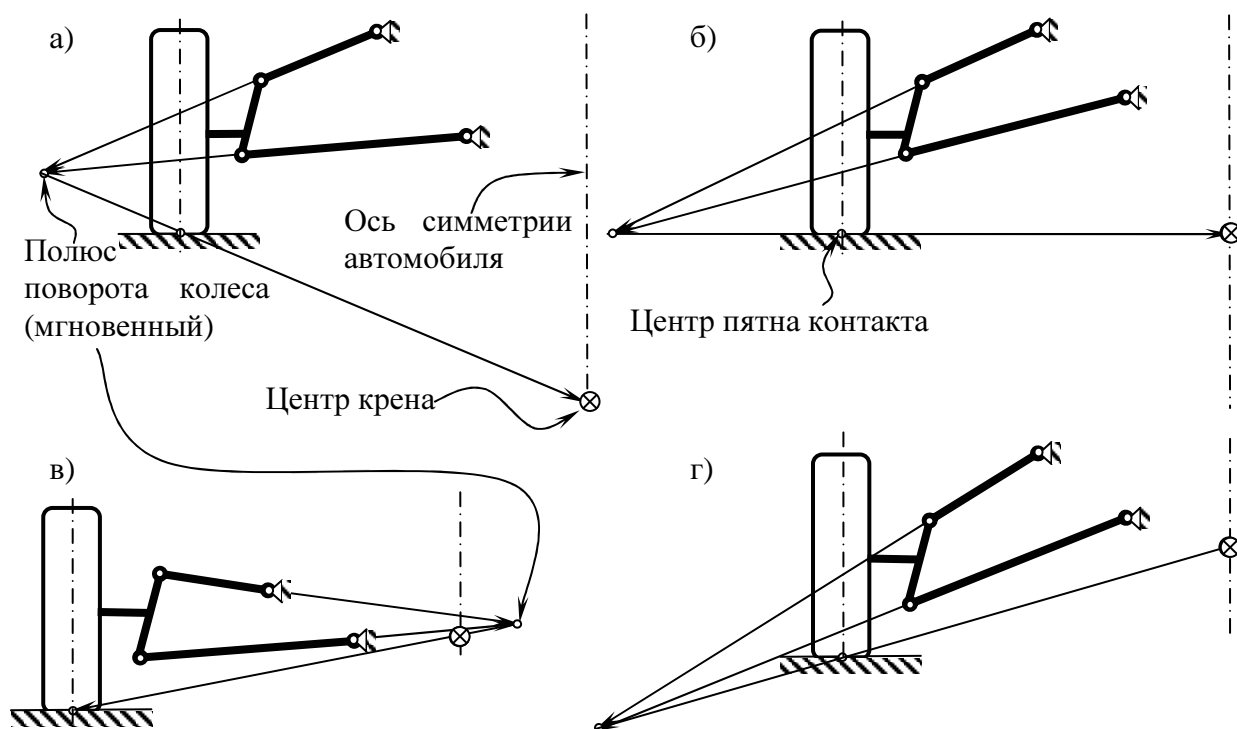


Рис. 3.21. Схема определения центра крена подвески на двойных поперечных рычагах:

а, б, г – с положительной разницей углов наклона рычагов к горизонту (см. рис. 3.20) и с центром крена, расположенным под дорогой, на ее уровне и над ней соответственно; в – с отрицательной разницей углов наклона рычагов к горизонту и с центром крена, расположенным над дорогой

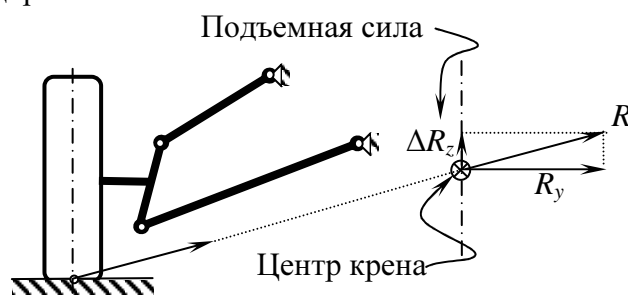


Рис. 3.22. Схема формирования подъемной силы в повороте при высоком расположении центра крена

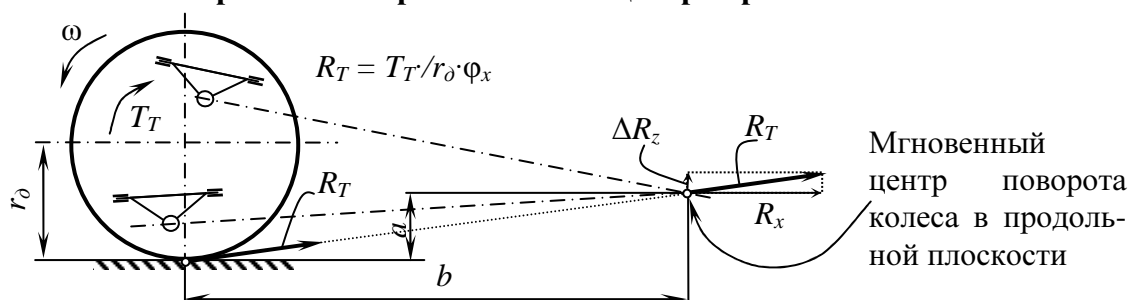


Рис. 3.23. Схема формирования подъемной силы на передней оси при торможении (антиклевковый эффект)

ложен над дорогой, то часть ΔR_z этой реакции будет затрачена на подъем автомобиля (зачем?!), а все что останется – R_y – будет удерживать его от сноса (заноса) в повороте. Поэтому все спортивные автомобили имеют центр крена, расположенный на уровне дороги, а $\Delta R_z = 0$. То же самое

можно сказать и об антиклевковом эффекте при торможении (рис. 3.23): для его увеличения необходимо уменьшать плечо b и увеличивать плечо a . Следует заметить, что с усилением антиклевкового эффекта при ходе подвески сильно меняется кастер (см. рис. 3.12, в). Для спортивного автомобиля $a = 0$.

➤ **Многорычажная подвеска.** Она является развитием подвески на двойных поперечных рычагах. Например, на рис. 3.24 (а) хорошо виден нижний треугольный рычаг. Верхний рычаг трансформировался в три: два лишают двух степеней свободы – поперечной и вращения вокруг вертикальной оси, третий – одной степени – вращения вокруг нижней шаровой опоры.

Широко распространены и варианты многорычажных подвесок, трансформировавшихся из подвески типа Мак-Ферсон (рис. 3.25). У этой подвески подруливающий рычаг на ходе сжатия изгибает продольный рычаг – колесо получает отрицательное схождение – подруливает внутрь поворота.

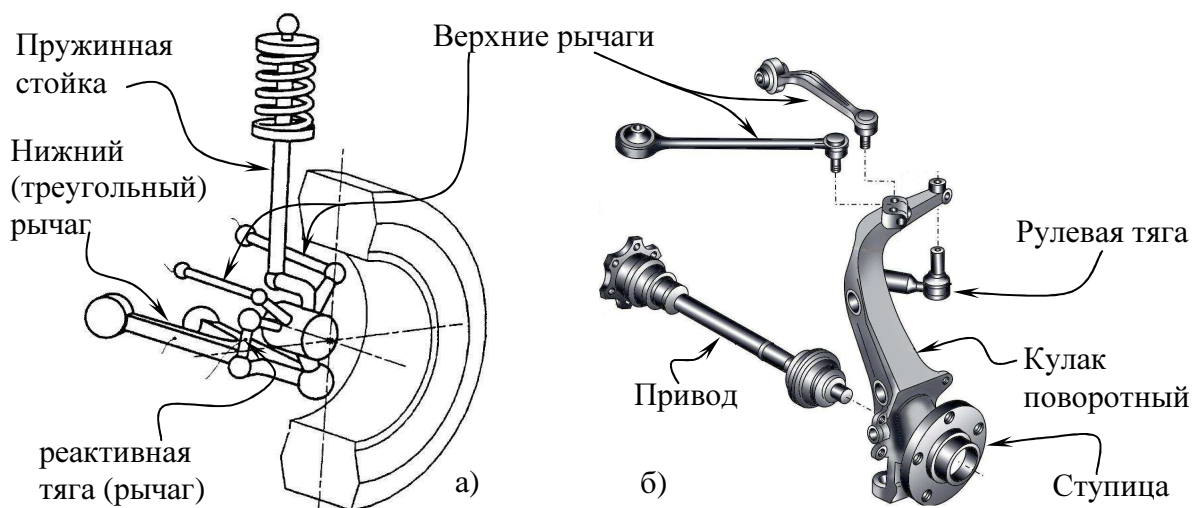


Рис. 3.24. Многорычажная задняя подвеска BMW 5 серии 1996 модельного года (а) и передняя Audi А6 2007 модельного года (б)

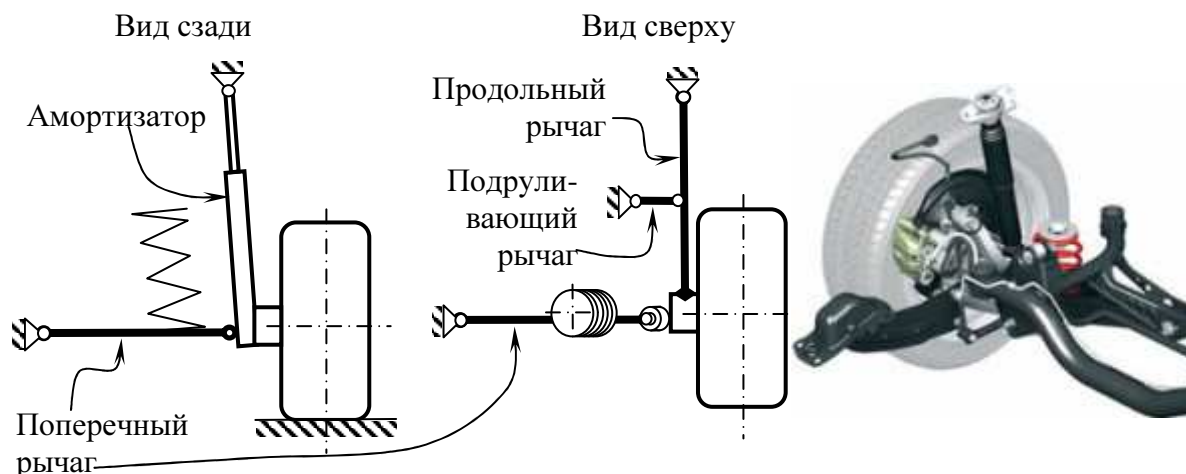


Рис. 3.25. Многорычажная задняя подвеска

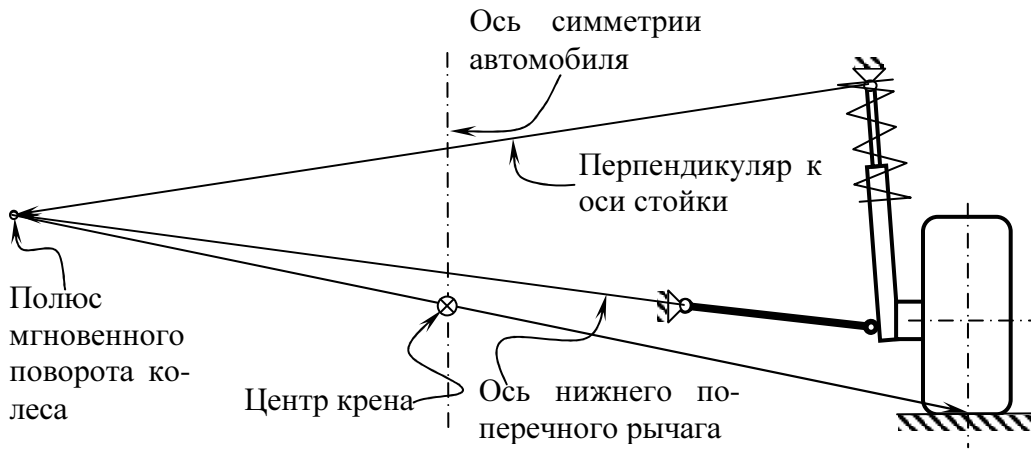


Рис. 3.26. Схема определения центра крена подвески Мак-Ферсон

Кстати, центр крена подвески Мак-Ферсон находится на пересечении линии, соединяющей полюс мгновенного поворота колеса с центром пятна контакта шины с дорогой, и оси симметрии автомобиля (рис. 3.26).

3.3.4.2. Рулевое управление

Управляемые колеса (как правило, передние) имеют целый ряд параметров, влияющих на управляемость автомобиля (рис. 3.27):

- угол развала колес (*camber*) γ_p (см. п. 3.3.2);
- угол схождения колес (*toe-in*) θ_c (см. п. 3.3.2);
- поперечный угол наклона шкворневой оси (*kingpin*) σ ;
- продольный угол наклона шкворневой оси (*caster*) τ ;
- вынос колеса относительно шкворневой оси (*caster offset*) n_c ;
- плечо «рояльной ножки» n_a ;
- плечо обкатки r_s ;
- плечо тормозной (или тяговой) силы R_1 ;

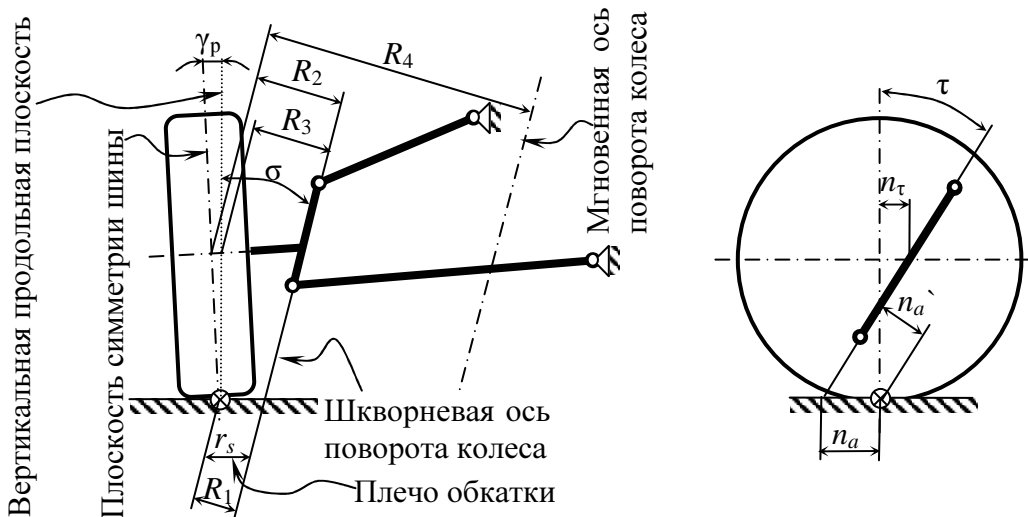


Рис. 3.27. Параметры установки управляемых колес

- плечо продольной силы (в приводе) R_2 ;
- плечо вертикальной силы R_3 ;
- мгновенное плечо поворота (с учетом эластокинематики) R_4 .

Углы развала и схождения колес тесно связаны между собой кинематическим уводом шины (см. п. 3.3.2). Но этой связью не ограничиваются: необходимо учитывать эластокинематику подвески, которую намеренно делают податливой, по крайней мере, в продольном направлении (для снижения шума качения радиальной шины, см. п. 3.3.4). В некоторых случаях изменение положения колеса практически не влияет на угол схождения (см. рис. 3.14), но это не всегда так: главной задачей инженера является поиск компромисса в выборе статических параметров, ведь в ведущем режиме колесо будет иметь одно схождение, в ведомом – другое, в тормозном – третье, а в повороте – четвертое. Если компромисс будет неудачным, то ухудшится управляемость в каком-либо режиме, возрастет износ шин и т.п.

Поперечный угол наклона шкворневой оси (оси шаровых опор, оси поворота колеса) влияет на два параметра:

- увеличивает силовую стабилизацию колес;
- уменьшает плечо обкатки колеса.

Силовая стабилизация возвращает руль в прямое положение при развороте (повороте). Силы становятся значительными только при больших углах поворота колес и поэтому актуальна для автомобиля, движущегося на малой скорости.

Плечо обкатки – один из самых важных параметров передней подвески. С плечом обкатки r_s связано:

- смещение пружины на стойке Мак-Ферсон;
- вылет ЕТ дисков колес (расстояние от плоскости симметрии шины до плоскости диска колеса, контактирующей со ступицей);
- усилие на руле как в статике, так и в динамике;
- устойчивость автомобиля при торможении!!!
- положение подшипникового узла в ступице, а вместе с ним и положение колеса: продольная плоскость симметрии шины должна располагаться в базе подшипника(ов), желательно по центру (рис. 3.28). В противном случае заявленный ресурс подшипника(ов) не будет достигнут.

Вылет дисков колес ЕТ – параметр, на который водители обращают внимание только тогда, когда, установив более широкое колесо, оно начинает задевать об арку. И тогда решение приходит само: взять диски с меньшим ЕТ. «Добрые люди» говорят «отклонение ± 5 мм допустимо». А

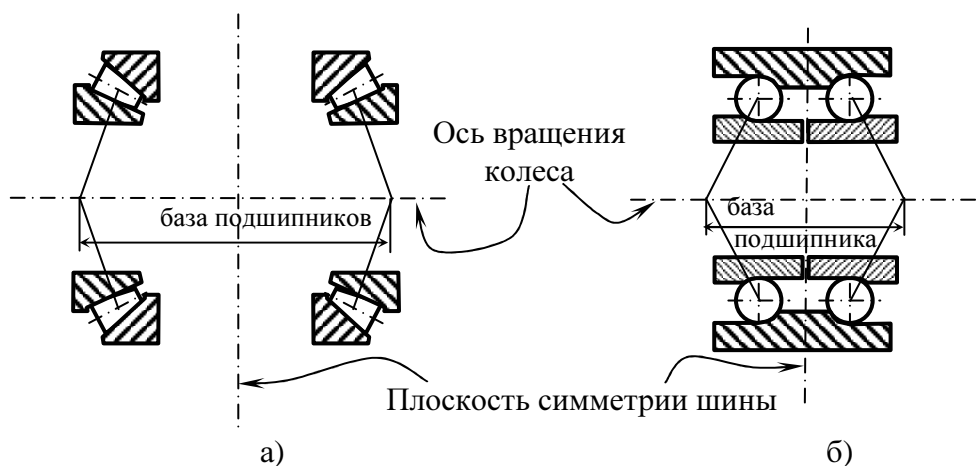


Рис. 3.28. Относительное положение плоскости симметрии шины и базы подшипника(ов):

а – конических роликовых; б – двухрядного шарикового

вдруг на заводе уже использовали эти 5 мм, что тогда?! А тогда потеря управляемости при экстренном торможении на миксте (неодинаковом сцеплении слева и справа).

Яркий пример, иллюстрирующий важность плеча обкатки приведен в журнале «Автомобильная промышленность»:

Испытание №1. На автомобиль установили колеса с таким ЕТ, что получили плечо обкатки $r_s=+5$ мм. Разгон до 60 км/ч. Отпускают руль!!! и применяют экстренное торможение на миксте. Результат – разворот автомобиля на 720° – что и ожидали.

Испытание №2. Все то же, но $r_s=-5$ мм (диски с ЕТ на 10 мм больше первых, кстати это уменьшило колею на 20 мм). Результат – увод автомобиля на 15° – неожиданно?!

И это ответ тем, кто считает, что чем шире колея, тем устойчивее автомобиль, а диски колес влияют только на экстерьер автомобиля.

Причина столь различного поведения автомобиля после казалось бы косметического изменения – эластокинематика рулевой трапеции (рис. 3.29). Если тормозная сила больше, например, слева, то на центр масс автомобиля действует поворачивающий момент, равный разности тормозных сил умноженный на плечо (половина колеи). Но так как силы слева и справа неуравновешенны, то на рулевую трапецию действует момент $(R'_{x1} - R''_{x1}) \cdot R_1$. Рулевая трапеция поворачивается (за счет деформации опор, рычагов, кузова). В случае положительного плеча обкатки этот поворот увеличивает поворачивающий момент, при отрицательном плече – частично или полностью его компенсирует.

Отрицательное плечо обкатки получить непросто. Увеличивают ЕТ дисков (глубину), поперечный угол наклона шкворневой оси и угол развала колес. Но с увеличением первого угла растет усилие на руле, а с увеличением развала – ухудшается сцепление шин с дорогой в повороте (нужен

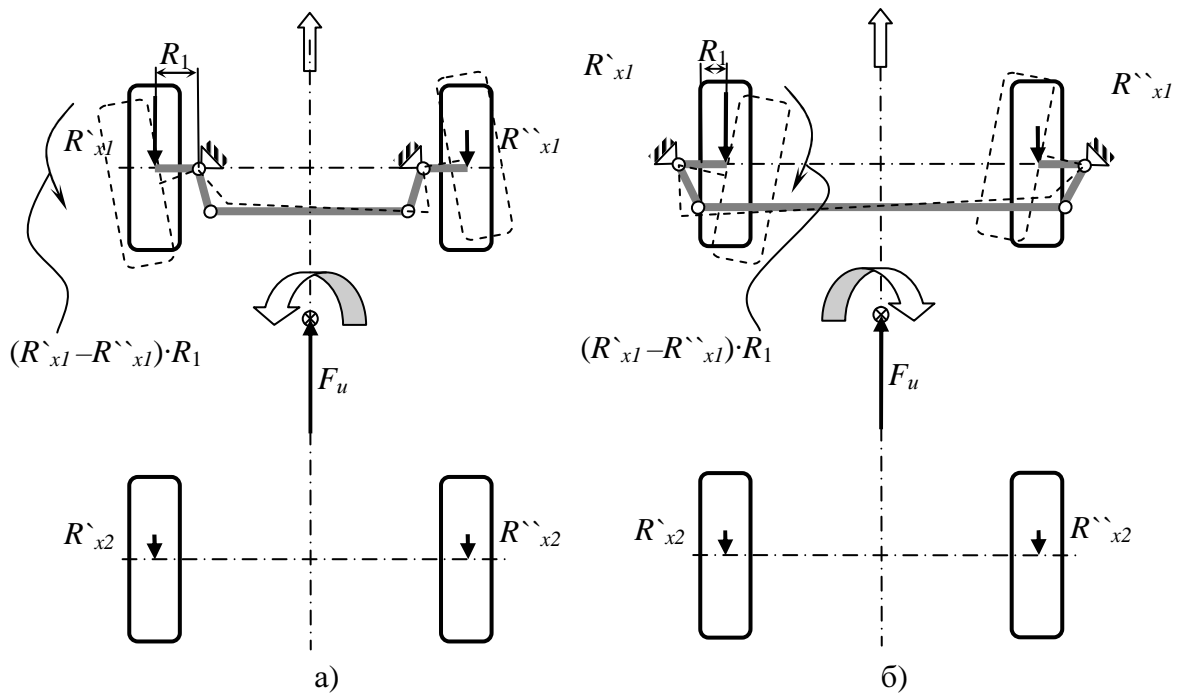


Рис. 3.29. Влияние положительного (а) и отрицательного (б) плеча обкатки $r_s = R_1 / \cos \sigma$ (см. рис. 3.27) на устойчивость автомобиля при торможении: $R'_{x1} > R''_{x1}$, $R'_{x2} = R''_{x2}$ – тормозные силы на соответствующих колесах; F_u – сила инерции, приложенная к центру масс автомобиля

отрицательный развал!). Чем шире профиль шин, тем сложнее конструктивно разместить в колесе тормозные механизмы, ступицу, шаровые опоры, рулевые тяги и привод.

Красивым решением проблемы уменьшения плеча обкатки является применение многорычажной передней подвески с четырьмя шаровыми опорами (см. рис. 3.24, б). По конструкции она очень похожа на подвеску на двойных поперечных рычагах классической треугольной формы. Однако, вместо одной шаровой опоры в вершине треугольника применены две – образуется четырехугольник. Такая конструкция неработоспособна без пятого рычага – рулевой тяги. На треугольных рычагах ось поворота колеса

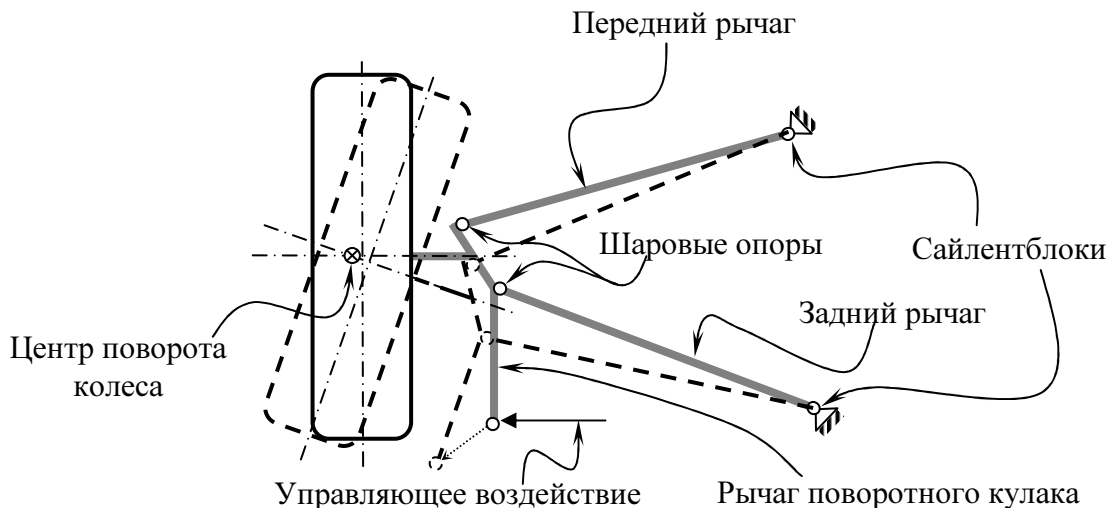


Рис. 3.30. Схема поворота колеса на многорычажной передней подвеске (вторая пара рычагов условно не показана) см. рис. 3.24, б

проходила через центры шаровых опор. В новой конструкции эта ось виртуальна и проходит далеко за пределами четырехугольника (рис. 3.30).

Рулевая трапеция

Большое влияние на управляемость автомобиля оказывает и сама рулевая трапеция. Собственно «трапецию» в рулевом управлении ввел немецкий изобретатель Рудольф Аккерман (1764–1834). Так как переднее внутреннее колесо катится по меньшему радиусу, чем наружное, то поворачиваться оно должно на больший угол. Реализовать такую кинематику и позволяет трапеция. Если не учитывать увод шин передней и задней осей, то оси рычагов поворотных кулаков (цапф) должны сходиться на середине задней оси (рис. 3.31, а). Однако увод есть всегда, и тогда оси рычагов должны пересекаться, немного не доходя до задней оси автомобиля. Этот «недоход» оценивается коэффициентом Аккермана k_a (рис. 3.31, б). Для автомобилей прошлого века $k_a \approx 0,7$. Однако у современных автомобилей этот коэффициент варьируется в широком диапазоне. На спортивных автомобилях *F1* этот коэффициент вообще отрицательный – получилась «обратная трапеция Аккермана» (рис. 3.31, в).

Понять причину появления обратной трапеции на спортивных автомобилях можно, если сопоставить нагрузки на внешние и внутренние колеса и их увод: на внешних колесах нагрузки больше, следовательно, и их увод больше. Для того, чтобы компенсировать больший увод внешних колес и делают обратную трапецию Аккермана.

Следует заметить, что обратную трапецию на *F1* применяют не на

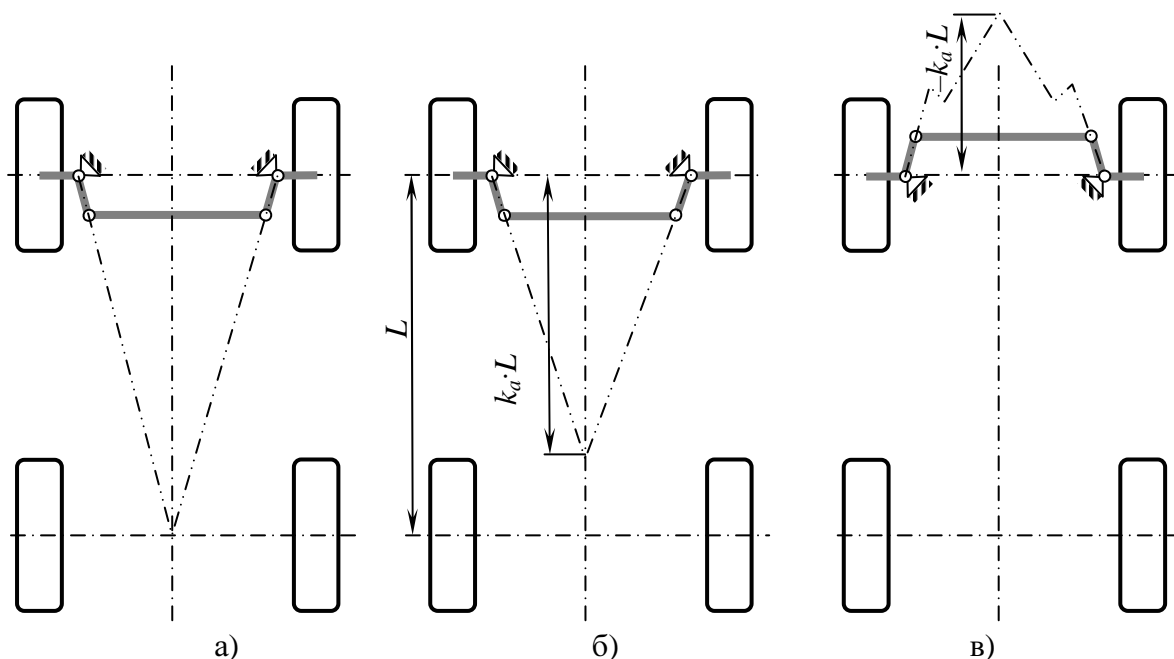


Рис. 3.31. Рулевая трапеция Аккермана классическая (а), автомобиля для дорог общего пользования (б) и спортивного автомобиля класса *F1* (в)

всех трассах, а только там, где есть скоростные (> 250 км/ч) повороты. На «медленных» поворотах обратная трапеция приводит к резкому снижению скорости его прохождения и резкому росту износа шин. Таким образом, на спортивных автомобилях могут быть применены следующие схемы: прямая, обратная и промежуточная (параллельная) трапеция (последняя уже не трапеция, а параллелограмм). На дорожных автомобилях применяют только прямую трапецию, варьируя лишь коэффициентом Аккермана k_a .

Силовое подруливание

подавляющее большинство современных автомобилей – переднеприводные. Все больше становится полноприводных автомобилей, и часто полный привод применяют не для того, чтобы преодолевать бездорожье, а для улучшения управляемости. Однако с ростом мощности двигателей на ведущей оси с независимой подвеской колес появляется так называемый «подруливающий эффект».

Водители переднеприводных автомобилей замечают, что при интенсивном разгоне, особенно на низших передачах, автомобиль уводит вправо. Это и есть силовое подруливание. Вызвано оно тем, что коробка передач, а вместе с ней и главная передача, смещены в моторном отсеке влево. В результате – длина левого привода меньше правого. Если оси наружных и внутренних ШРУСов совпадают, то подруливания нет. Однако оси чаще всего не совпадают (рис. 3.32): при разгоне передняя часть автомобиля поднимается, а внутренние ШРУСы оказываются выше наружных. Промежуточный вал ШРУСов становится под углом к наружному, а крутящий момент раскладывается на два составляющих: собственно вращающий колесо вокруг его оси и поворачивающий колесо вокруг шкворневой оси. Причем момент M_l на левой шкворневой оси, пропорциональный углу α_l , оказывается больше правого момента M_r , пропорционального углу α_r . В результате неуравновешенности происходит поворот рулевой трапеции в

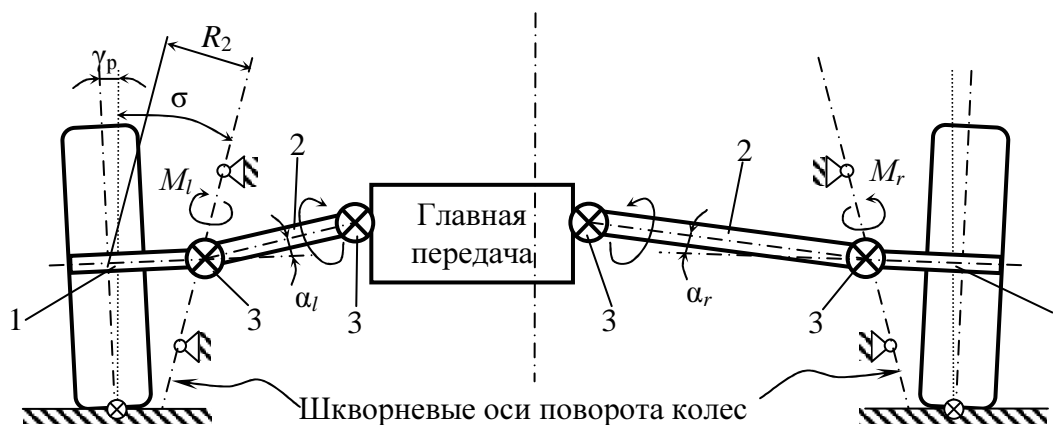


Рис. 3.32. Силовое подруливание переднеприводного автомобиля (вид сзади):

- 1 – наружный вал привода; 2 – промежуточный вал привода;
- 3 – ШРУС (шарнир равных угловых скоростей)

данном случае вправо (в сторону более длинного привода).

Таким образом, чем больше разница между углами α_l и α_r и чем больше крутящий момент на приводах, тем больше силовое подруливание при прямолинейном разгоне.

Кстати, отрицательный развал усиливает подруливание.

Методов борьбы с этим явлением два:

- выравнивание углов α_l и α_r ;
- уменьшение плеча силового подруливания R_2 (см. рис. 3.27 и 3.32).

Первый метод довольно широко применяется: на длинном приводе внутренний вал удлиняют (путем введения дополнительной опоры, см., например, *Ford Fusion*). При этом длины промежуточных валов становятся одинаковыми и при любом симметричном качании левой и правой подвесок моменты остаются уравновешенными ($M_l = M_r$) т.е. подруливания нет.

Второй метод более сложный, но позволяет уменьшить подруливание не только на прямой, но и в повороте. Радикально решалась проблема силового подруливания на некоторых автомобилях *Citroën* до конца 20 века: наружный ШРУС располагался точно по центру колеса ($R_2=0$). Издержки такого решения – тормозной диск не уместился в колесе и его пришлось вынести на главную передачу. Конструкция оказалась с множеством недостатков и сейчас не применяется.

В 2007 году на раллийных автомобилях *Ford* появился гибрид подвески Мак-Ферсон и на двойных поперечных рычагах – подвеска Ревокнакл (*RevoKnuckle*) (рис. 3.33).

Разместив наружный ШРУС близко к шкворневой оси и к центру ко-

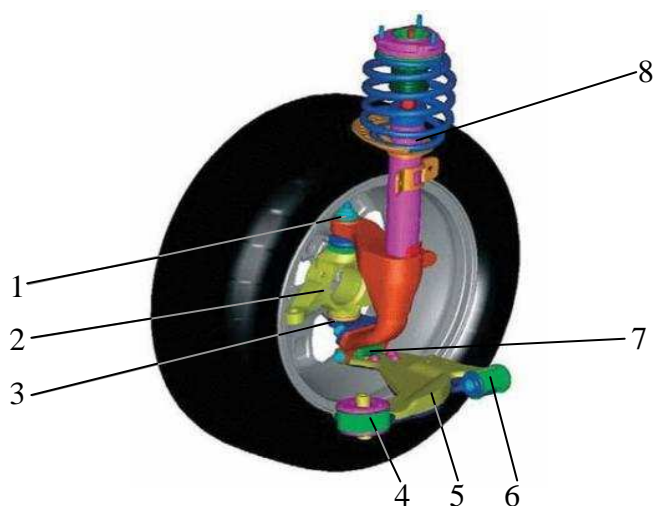


Рис. 3.33. Подвеска *RevoKnuckle* раллийного автомобиля *Ford* (отверстие под привод в стойке условно не показано):

1 – верхняя шаровая опора; 2 – поворотный кулак; 3 – нижняя шаровая опора; 4 – задний (податливый) сайлентблок; 5 – нижний треугольный рычаг; 6 – передний силовой сайлентблок; 7 – наружный сайлентблок; 8 – стойка.

(Рисунок с сайта <http://ford-chrom.com.ua/product/tradicionnomu-makfersonu-nahodjat-nedoroguju-alternativu/?view=printable>)

леса, инженеры Форда резко уменьшили момент сопротивления на руле в повороте. До внедрения разработки подруливающий момент поворачивал колеса в сторону крена кузова, т.е. в противоположную от поворота сторону, поэтому приходилось ставить очень мощный гидроусилитель руля. Теперь мощность ГУРа уменьшили, информативность рулевого управления возросла (но не смотря на это уже много лет побеждают в чемпионате WRC Ситроены – не все так просто ☺).

«Шимми» – автоколебания управляемых колес

Эти колебания наиболее заметны на передней зависимой подвеске. Связаны они с гироскопическим эффектом, а в качестве гироскопа выступает колесо автомобиля.

Гироскопический эффект в приложении к автомобилю «работает» следующим образом: если быстровращающееся катящееся массивное колесо попытаться наклонить влево (вправо), то возникнет «осцилляция» – колесо изменит вектор качения налево (направо). Гироскопический эффект тем сильнее, чем больше угловая скорость колеса и его момент инерции.

У зависимой подвески оба колеса имеют единую ось, и если одно колесо попадает, например, в ямку, то наклоняются оба колеса. Гироскопический момент обоих колес повернет их в ту сторону, с которой была ямка. При выезде из ямки гироскопический момент будет в другую сторону (теперь ведь колесо, поднимаясь, изменяет наклон в другую сторону). Эта ямка может стать причиной возбуждения автоколебаний «шимми».

После первого толчка дальше автомобиль может ехать по гладкой дороге (если такая где-то есть), но из-за деформации шин то слева, то справа, кинематический увод возникает то налево, то направо, автомобиль раскачивается, шины деформируются – цикл замкнулся. Колебания продолжаются и только растут с ростом скорости – руль качается.

Радикальным средством борьбы с «шимми» является «развязка» осей – независимая подвеска.

Уменьшение момента инерции колес за счет применения более узких шин для большинства любителей автомобилей неприемлемо. Применение легкосплавных дисков проблему практически не решают – на момент инерции колеса в сборе они влияют слабо.

Остается один выход: не удастся предотвратить колебания, так хотя бы не давать им развиваться, применяя демпфер колебаний. Это устройство по своей сути тот же амортизатор, только расположен горизонтально и связывает рулевую тягу с кузовом. Относительно медленным управляющим воздействиям водителя демпфер почти не мешает, но быстрым колебаниям «шимми» оказывает существенное сопротивление.

3.3.5. Поворачиваемость автомобиля

При движении автомобиля по кругу большого диаметра на малой скорости кинематический радиус R_k поворота и угол поворота Θ , рад, управляемых колес связаны жесткой зависимостью

$$R_k = \frac{L}{\Theta}, \quad (3.17)$$

где L – база автомобиля.

Качение шины при наличии боковой силы происходит с боковым уводом. Поэтому радиус поворота автомобиля R_δ в реальных условиях зависит не только от угла поворота управляемых колес, но и от увода шин передней и задней осей:

$$R_\delta = \frac{L}{\Theta - \delta_1 + \delta_2}, \quad (3.18)$$

где δ_1 , δ_2 – эквивалентный (суммарный) увод соответственно передней и задней осей, вызванный действием боковой силы на каждое колесо (силовой увод), кинематическим уводом шины (вследствие наклона шины влево или вправо) и кинематическим уводом оси колеса (вследствие ее поворота при деформации подвески – пружины, шарниров, рычагов – в общем, кинематики и эластокинематики), рад.

Так как уводы осей входят в зависимость (3.18) с различными знаками, то можно сделать вывод, что...

- ...если преобладает увод передней оси, то радиус поворота увеличивается, автомобиль «не хочет» входить в поворот. Это называется **недостаточная поворачиваемость**;
- ...если преобладает увод задней оси, то радиус поворота уменьшается, автомобиль «ввинчивается» в поворот. Это называется **избыточная поворачиваемость**.
- ...если уводы осей одинаковы, то автомобиль имеет **нейтральную поворачиваемость**.

На первый взгляд может показаться, что лучше всего для управляемости нейтральная поворачиваемость. Однако это не так. Автомобиль, имеющий нейтральную поворачиваемость при движении по прямой и действии боковой силы (ветер, наклон дороги) слегка разворачивается: угол поворота продольной оси кузова относительно вектора движения равен углу увода осей. Лобовая площадь автомобиля увеличивается, а вместе с ним – и аэродинамическое сопротивление. Шины, катящиеся с уводом, создают дополнительное сопротивление качению.

Так как у колес при подходе к повороту уже есть увод в ту или иную

сторону, то входить в поворот будет сложнее. Например, ветер слева. Увод всех шин направо. Автомобиль развернут «к ветру», т.е. налево:

- при вхождении в левый поворот: возможен более ранний срыв автомобиля в снос, ведь увод не бесконечен и предел наступит раньше, чем ожидалось: ухудшение управляемости;
- при вхождении в правый поворот: происходит «перекладка» увода справа–налево, а вместе с ним перекадываются и все зазоры в подвеске. Происходит рывок автомобиля влево, от которого автомобиль может уйти в занос. Причем рывок именно задней оси, ведь перекладка передней оси происходит чуть раньше – в процессе поворота руля: резкое ухудшение управляемости.

Рассмотрим **избыточную** поворачиваемость.

Она характеризуется **критической скоростью по управляемости**

$$V_{кр} = \sqrt{\frac{g \cdot L}{\frac{G_2}{K_2} - \frac{G_1}{K_1}}}, \quad (3.19)$$

где G_1, G_2 – вес, приходящийся на ось соответственно переднюю и заднюю, Н;

L – база автомобиля, м;

K_1, K_2 – эквивалентный (с учетом всех видов уводов обеих шин оси!!!) коэффициент сопротивления уводу оси, рад.

Критическая скорость, это такая скорость, при которой радиус поворота автомобиля равен нулю. Достичь такой скорости можно только в идеальных условиях: на абсолютно ровной прямой дороге при полном штиле. Что происходит с автомобилем, если он достиг критической скорости, достаточно вспомнить множество неудавшихся заездов на установление рекордов скорости: до конца трассы автомобиль доезжает (точнее долетает) немного в «разобранном» состоянии.

Вывод: даже приближение к критической скорости чрезвычайно опасно! Реальные автомобили, приближаясь к 50...60 % от критической скорости уже ведут себя очень «нервно»: радиус поворота уменьшается более чем в два раза, на малейшие внешние воздействия автомобиль откликается резким поворотом.

Недостаточная поворачиваемость

Если избыточная поворачиваемость характеризовалась критической скоростью, то недостаточная – **характерной скоростью**. Ее зависимость практически та же, но в знаменателе уменьшаемое и вычитаемое меняются местами

$$V_{хар} = \sqrt{\frac{g \cdot L}{\frac{G_1}{K_1} - \frac{G_2}{K_2}}}. \quad (3.20)$$

Из условий вывода этой зависимости видно, что на характерной скорости радиус поворота автомобиля становится больше в два раза, по сравнению с кинематическим радиусом (т.е. радиусом поворота без учета уводов осей).

Считается, что при превышении характерной скорости автомобиль практически перестает слушаться руля. Управляемость неудовлетворительная.

Нужен компромисс. Ездить можно при любой поворачиваемости, только нельзя приближаться к характерной скорости и даже к половине от критической скорости.

Как настроить управляемость?

Смотрим на зависимости (3.19) и (3.20), от чего зависят скорости?

- в числителе – база автомобиля, ее можно изменить только на этапе «закладки» конструкции шасси, а в процессе эксплуатации этого сделать уже нельзя;
- в знаменателе есть параметры, которые можно изменить, а именно:
 - развесовка автомобиля G_1 и G_2 ;
 - соотношение эквивалентных коэффициентов (учитывающих все три вида увода) сопротивления уводу осей K_1 и K_2 .

С развесовкой все понятно: нагрузка на заднюю ось должна быть меньше. Так что, теперь в багажник ничего не класть? Но ведь автомобиль предназначен для перевозки грузов. В общем, развесовкой тоже не поварь-ируешь! Остаются только коэффициенты сопротивления уводу. От чего они зависят. От:

- силового увода шин;
- кинематического увода шины;
- кинематического увода оси (шины, колеса, моста).

Все эти уводы зависят от:

- продольных реакций на колесах (сил сопротивления качению, тяги и тормозных сил);
- конструкции шины;
- давления в передних и задних шинах;
- индекса грузоподъемности шин;
- профиля шин;

- размерности шин;
- эластокинематики шасси;
- кинематики подвески.

Сказать, какой из параметров доминирующий, заранее нельзя. Все зависит от условий.

При торможении юзом или буксовании коэффициент сопротивления уводу равен нулю.

Если продольные реакции не на пределе, то, видимо, главным фактором являются шины с их характеристиками, но и про остальные параметры забывать нельзя.

Если автомобиль в повороте приближается к своему пределу, то важно все!

Силовой увод шин обычно не превышает $5^\circ \dots 7^\circ$ ($0,087 \dots 0,122$ рад), и кинематический увод оси (кинематика + эластокинематика) часто его превышает.

Что же касается шин, то следует помнить, что на управляемость автомобиля влияют и передние и задние шины, но избыточной (т.е. склонной к заносу, что очень непредсказуемо и опасно) управляемость будет при «слабых» задних шинах. Отсюда выводы:

- На заднюю ось следует ставить самые надежные шины. Изношенным, с «грыжами», после ремонта, не изношенным, но старым (более 6 лет для летних и более 4 лет для зимних) шинам здесь не место.
- Давление в задних шинах, как правило, выше. Если лень проверять все колеса, то лучше проверить давление в задних!
- Следует помнить, что при изменении температуры воздуха на 10° , давление в шине изменится на 0,1 бар.
- Никогда не ставить радиальные шины на переднюю ось, а диагональные на заднюю, только наоборот (у диагональных шин коэффициент сопротивления уводу в 1,5 раза меньше).
- Если есть две пары шин различной ширины или высоты профиля, то большую ширину или меньшую высоту профиля ставим на заднюю ось. Если у пар шин оба параметра различные, то без расчета коэффициента сопротивления уводу не обойтись (а в этом расчете много эмпирического и много неизвестных).

Следует помнить, что избыточность управляемости проявляется все больше с увеличением скорости. Выехав из гаража и покачав рулем влево-вправо на скорости 40 км/ч, не следует делать выводы о приемлемой управляемости (хотя автомобили с зависимой подвеской можно легко перевернуть и на этой скорости, а это всегда случается почему-то неожиданно).

3.4. Системы контроля управляемости и устойчивости современных автомобилей

Электронная система контроля устойчивости

Наиболее широко применяемое сокращение – *ESP* – *Elektronisches Stabilitätsprogramm* (нем.) – *Electronic Stability Program* (англ.).

Другие названия системы: *ASMS*, *DSC*, *FDR*, *VSA*, *VSC* см. http://ru.wikipedia.org/wiki/Электронный_контроль_устойчивости.

Система *ESP* – это дополнительная опция антиблокировочной системы и поэтому существовать отдельно от *ABS* не может. К имеющимся в *ABS* датчикам угловых скоростей колес и датчику ускорения автомобиля (только у полноприводных автомобилей) к *ESP* подключаются (добавляются):


- датчик положения дроссельной заслонки;
- датчик положения руля;
- датчик поворота автомобиля вокруг вертикальной оси (Yaw-датчик).

Исполнительными устройствами *ESP* являются: электронно-гидравлический модуль в тормозной системе, управляющий торможением каждого колеса в отдельности и «электронная» дроссельная заслонка, управляющая двигателем.

Все современные «умные» системы автомобиля – цифровые* (блок управления двигателем, приборная панель, *ESP (ABS)*, система пассивной безопасности, система «комфорт» и т.д.). Обмен данными между ними происходит по стандартному протоколу по шине данных *CAN – controller area network* (контролеры, объединенные в сеть). Скорость передачи данных – до 1 мегабита в секунду. Шина *CAN* позволяет существенно снизить количество проводов и связей в автомобиле, ведь информация многих датчиков используется в различных системах. Если бы не цифровые принципы подключения, пришлось бы для каждой системы устанавливать свой датчик.

Суть работы системы *ESP* заключается в следующем.

Система постоянно отслеживает информацию от всех датчиков, характеризующих движение автомобиля. Сравнив положение руля и вектор движения (от датчиков ускорений и поворота автомобиля), она делает вывод об их совпадении или несовпадении. В последнем случае вырабатывается команда исполнительным механизмам об управляющих воздействиях:

* Если в автомобиле есть *ABS* (не говоря уже о других системах), следовательно, в нем точно есть шина *CAN*. Другим признаком наличия шины является разъем диагностической системы по стандарту *OBD II* следующего вида . В отечественных автомобилях шина *CAN* называется мультиплексной.

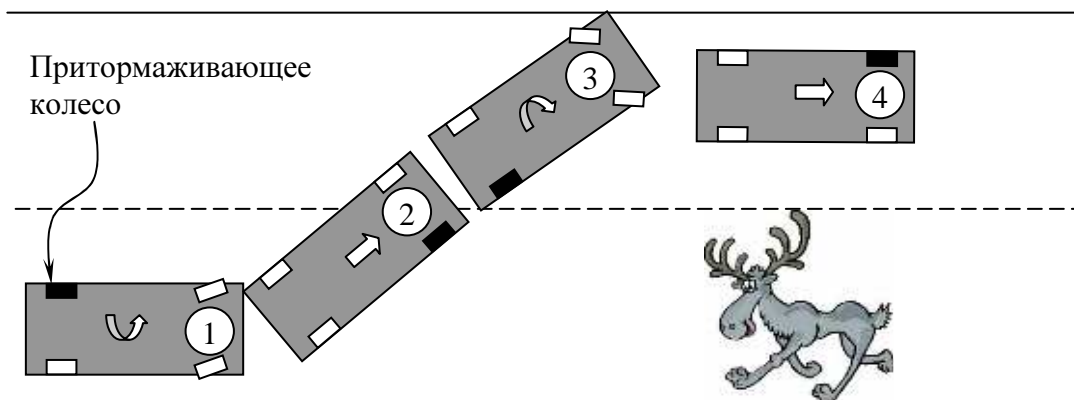


Рис. 3.34. Схема работы системы ESP при выполнении маневра «переставка»:

1 – фаза входа в левый поворот – тормозит заднее левое колесо; 2 – фаза выхода из левого поворота – тормозит переднее правое; 3 – фаза входа в правый поворот – тормозит заднее правое; 4 – фаза выхода из поворота – тормозит переднее левое

Во-первых, путем управления положением дроссельной заслонки, регулирует (уменьшает) тягу на ведущих колесах для того, чтобы у шин появился запас по боковой реакции. Во-вторых, подает тормозной момент на одно из колес, тем самым поворачивая автомобиль в ту или иную сторону. В зависимости от того, на какое колесо подается тормозной момент, изменяется характер управляемости автомобиля (рис. 3.34):

- при торможении задним колесом управляемость автомобиля становится избыточной, и он легче входит в поворот (фаза 1, 3);
- при торможении передним колесом управляемость автомобиля становится недостаточной, и он легче выходит из поворота (фаза 2, 4);
- тормозной момент всегда подается на заднее внутреннее колесо (по отношению к центру поворота) или на переднее наружное колесо.

На высоких скоростях и при резких маневрах система ESP тормозит одним из колес очень сильно – «в дым» (см., например, статью: Не надо грязи! // Авторевю. – 2009. – № 13–14, <http://www.autoreview.ru>)

Такая стратегия управления позволяет облегчить прохождение поворотов, выполнение маневров типа «переставка» («лосиный тест»). Однако следует всегда помнить, что обойти законы физики система не может, и не стоит входить в поворот на скорости 100 км/ч, если его можно пройти только на 60 км/ч: эксперимент будет неудачным.

ESP в своем составе имеет систему ASR – противобуксовочную систему, однако в маркетинговых целях эту систему позиционируют как независимую. Это верно лишь отчасти: ASR без ESP может быть, а ESP без ASR – нет. Противобуксовочная система использует информацию об угловой скорости колес от датчиков ABS. При обнаружении пробуксовки ведущих колес ASR уменьшает подачу топлива, используя систему «электронная педаль газа» (*E-gas*).

В состав ESP легко включается система EDS – электронная блоки-

ровка дифференциала (собственно дифференциалом система не управляет). Для ее реализации добавляется только алгоритм управления тормозами, поскольку все остальное уже есть: буксующее колесо притормаживается до тех пор, пока его угловая скорость не сравняется со скоростью других колес (точнее не должна превышать ее более чем на 10...30 %).

В автомобилях с автоматической коробкой передач ее датчики и исполнительные устройства также подключаются к *ESP*, что позволяет реализовать следующие дополнительные функции (<http://www.infocar.ua/terms.html>):

- *DAC (Downhill Assist Control)* – помощь при спуске, поддержание постоянной скорости и вектора движения при спуске с холмов;
- *HAC (Hill-start Assist Control)* – система контроля поведением машины на крутых подъемах, которая предотвращает пробуксовку колес при начале движения вверх по скользкому склону и скатывание назад, если скорость автомобиля слишком мала и он скользит вниз под тяжестью кузова.
- *HHC (Hill Hold Control)* – удержание автомобиля перед началом движения при спуске или подъеме (т.е. автомобиль не покачивается, пока водитель переносит ногу с педали тормоза на педаль газа).

Контрольные вопросы

1. Что входит в понятие активная безопасность автомобиля?
2. Что такое тормозной путь?
3. Что такое остановочный путь?
4. Что такое антиблокировочная система тормозов?
5. Какие принципы лежат в основе работы *ABS*?
6. От чего зависит коэффициент сцепления?
7. Что такое оптимальный коэффициент скольжения?
8. В каких случаях *ABS* увеличивает тормозной путь?
9. Назовите основные компоненты *ABS*.
10. Принцип работы *ABS* на миксте.
11. Какие факторы влияют на эффективность *ABS*?
12. Что такое «магическая» формула?
13. Что такое адгезионное сцепление?
14. Что такое износное сцепление?
15. Что такое деформационное сцепление?
16. В чем разница между зимними и летними шинами?

17. Что такое усилитель экстренного торможения?
18. Для чего нужен регулятор давления в приводе тормозов задних колес?
19. Что такое тормозной баланс?
20. Что такое *EBD*?
21. Что такое *PEBS*?
22. Назовите достоинства и недостатки дисковых тормозов?
23. Назовите достоинства и недостатки барабанных тормозов?
24. Какие схемы дисковых тормозов Вы знаете?
25. Какие схемы барабанных тормозов Вы знаете?
26. Что такое тормозной коэффициент?
27. Что такое силовой увод шины?
28. Какие факторы влияют на силовой увод шины?
29. Что такое щеточная модель?
30. Каким параметром оценивается силовой увод шины?
31. Назовите принципы расчета коэффициента сопротивления уводу по Д.А. Антонову.
32. Как рассчитывают коэффициент сопротивления уводу по методике Пацейки?
33. Что такое расчетная нагрузка на шину?
34. Что такое номинальная нагрузка на шину?
35. Как влияет профиль шины на коэффициент сопротивления уводу ?
36. Что такое кинематический увод шины?
37. Почему появился развал колес?
38. Как связаны развал и схождение колес?
39. Что такое кастер?
40. Что такое кинематический увод оси колеса?
41. В чем причина кинематического увода оси зависимой подвески?
42. Как влияет наклон рессоры на кинематический увод оси зависимой подвески?
43. Что такое суммарный увод оси?
44. Что такое эластокинематика подвески?
45. Для чего нужна продольная податливость подвески?
46. В чем заключаются особенности эластокинематики полунезависимой подвески?
47. Как найти центр крена полунезависимой подвески?
48. Почему рычаги подвески на двойных поперечных рычагах разной длины?
49. На что влияет поперечный наклон рычагов подвески на двой-

ных поперечных рычагах?

50. На что влияет продольный наклон подвески на двойных поперечных рычагах?

51. На что влияет поперечный наклон оси поворота колес?

52. Как должны располагаться колеса по отношению к дороге в повороте?

53. Где должен быть центр крена подвески?

54. Как найти ось крена кузова?

55. В чем особенности многорычажных подвесок?

56. Что такое плечо обкатки?

57. Что такое силовое подруливание?

58. Что такое база подшипников?

59. Как влияет плечо обкатки на свойства автомобиля?

60. Как найти плечо обкатки передней многорычажной подвески?

61. Что такое рулевая трапеция?

62. Что такое обратная рулевая трапеция?

63. В чем особенность подвески RevoKnuckle?

64. Как найти центр крена подвески Мак-Ферсон?

65. Что такое поворачиваемость автомобиля?

66. Какой должна быть поворачиваемость автомобиля?

67. Что такое критическая скорость?

68. Что такое характерная скорость?

69. Как настроить управляемость?

70. Что такое *ESP*?

71. Какие датчики входят в состав *ESP*?

72. Принципы работы *ESP*.

73. Что такое *ASR*?

74. Что такое *EDS*?

4. Плавность хода автомобиля

4.1. Жесткость подвески

Главное назначение подвески – обеспечение заданной для данного автомобиля плавности хода. Человеческий организм безболезненно воспринимает колебания с частотой около 1,2 Гц (80 колебаний в минуту). Это частота колебаний при быстрой ходьбе. Колебания с меньшей частотой могут вызывать укачивание, с большей – воспринимаются болезненно. При неудовлетворительной плавности хода, кроме вредного воздействия на человека, вследствие уменьшения эксплуатационных скоростей снижается производительность автомобиля, повышается расход топлива. Ресурс кузовных деталей также снижается.

Для обеспечения комфорта пассажирам автомобиля необходимо, чтобы поддрессоренная масса колебалась с частотой 0,8...1,5 Гц. Например, у *Audi A6* передняя подвеска настроена на частоту 1,13 Гц, а задняя (не регулируемая) – 1,33 Гц. Разница в расчетных частотах передней и задней подвесок связана с тем, что большая часть полезной загрузки автомобиля приходится на заднюю подвеску, а при полной загрузке частоты подвесок выравниваются, и будут на уровне 1...1,1 Гц. Связь частоты колебаний ν (или круговой частоты $\omega = 2\pi \cdot \nu$) с жесткостью упругого элемента C_k (в идеале расположенного вертикально и точно по центру колеса) и поддрессоренной массой m_k определяется зависимостью

$$\nu = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_k}{m_k}} \quad \text{или} \quad \omega = \sqrt{\frac{C_k}{m_k}}. \quad (4.1)$$

Откуда

$$C_k = (2\pi \cdot \nu)^2 \cdot m_k \quad \text{или} \quad C_k = \omega^2 \cdot m_k. \quad (4.2)$$

Учитывая, что первый множитель в зависимости (4.2) является константой, его значения свели в таблицу 4.1.

4.1. Первый множитель в зависимости (4.2)

ν , Гц	0,95	1,0	1,05	1,1	1,13	1,15	1,2	1,25	1,3	1,35
$(2\pi \cdot \nu)^2$ или ω^2	35,6	39,5	43,5	47,8	50	52,2	56,8	61,7	66,7	71,9

Примечание: выделен рекомендуемый «комфортный» диапазон частот.

Поддрессоренную массу m_k , приходящуюся на колесо, находят при *расчетной** полезной нагрузке: например, инженеры VAG (Volkswagen–Audi–Group) принимают три человека по 68 кг ($68 \times 3 = 204$ кг), а коэффи-

* расчетная нагрузка меньше полной, но ведь и легковой автомобиль полностью груженный ездит редко.

циент $\omega^2 = 55$.

Полученная по зависимости (4.2) величина – это приведенная к колесу жесткость подвески. Жесткость же упругого элемента зависит от его положения в подвеске.

4.2. Приведение жесткости подвески к жесткости колеса

Так как упругий элемент (рессору, пружину, торсион) нельзя разместить точно по центру колеса, то жесткость рессоры C_p необходимо привести к жесткости на колесе C_k , которую она бы имела, если бы стояла вертикально и точно по центру колеса (рис. 4.1)

$$C_k = \frac{C_p}{\cos \alpha_p} \frac{b^2}{a^2}. \quad (4.3)$$

Откуда жесткость рессоры

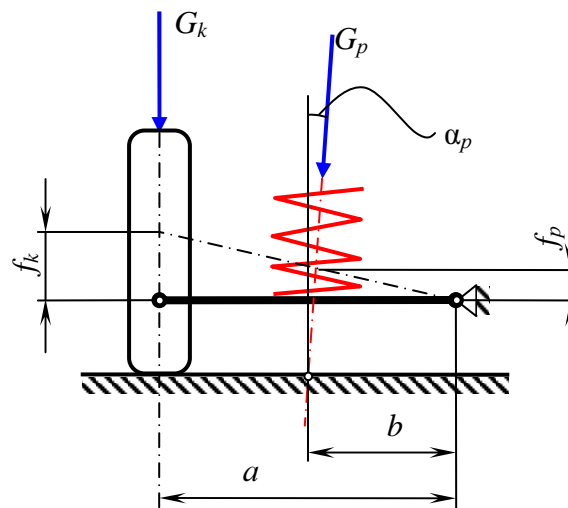


Рис. 4.1. Схема приведения жесткости упругого элемента к жесткости подвески

$$C_p = C_k \cdot \frac{a^2}{b^2} \cdot \cos \alpha_p, \quad (4.4)$$

где α_p – угол между вертикалью и ось рессоры (т.е. с учетом продольного и поперечного наклонов!!!).

4.3. Характеристика упругости подвески легкового автомобиля

Статический прогиб подвески с линейной характеристикой, обеспечивающей *комфортную* частоту колебаний, не зависит от подрессоренной массы и является величиной постоянной

$$f_{cm} = \frac{g}{4\pi^2 \cdot \nu} \quad (4.5)$$

$$f_{cm} = \frac{9,81}{4\pi^2 \cdot 1,13} = 0,22 \text{ м.}$$

Напротив, жесткость такой подвески должна зависеть от этой массы

$$C_k = \frac{m_k \cdot g}{f_{cm}} \quad (4.6)$$

Чем больше масса, тем больше должна быть жесткость подвески. Переменную характеристику могут иметь, например, пружины с переменным диаметром прутка. Винтовая пружина становится более жёсткой при:

- увеличении диаметра прутка;
- уменьшении диаметра пружины;
- уменьшении числа витков.

Если жёсткость упругого элемента растёт вместе с увеличением его деформации, то он имеет прогрессивную характеристику. Винтовые пружины с прогрессивной характеристикой можно отличить по (рис. 4.2):

- неравномерному шагу витков;
- конической форме навивки;
- переменному диаметру прутка;
- комбинации двух упругих элементов.

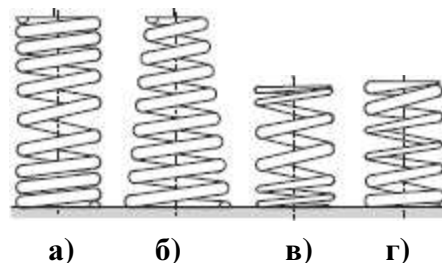


Рис. 4.2. Пружины с нелинейной характеристикой:

а – с переменным шагом навивки; б – с переменным диаметром навивки (может быть и бочкообразной); в – с большим диаметром прутка в средней части пружины; г – с меньшим диаметром прутка в средней части пружины

Однако обеспечить требуемый ход сжатия подвески при различной статической нагрузке может, в основном, только пневматический упругий элемент.

Степень прогрессивности упругой характеристики оценивают коэффициентом динамичности (рис. 4.3)

$$k_d = \frac{R_{Zmax}}{R_{Zct}}, \quad (4.7)$$

где R_{Zct} , R_{Zmax} – статическая и максимальная нагрузка соответственно.

Для подвески с линейной характеристикой $k_d = 1,5$. Для подвесок с прогрессивной характеристикой $k_d = 1,75 \dots 2,5$.

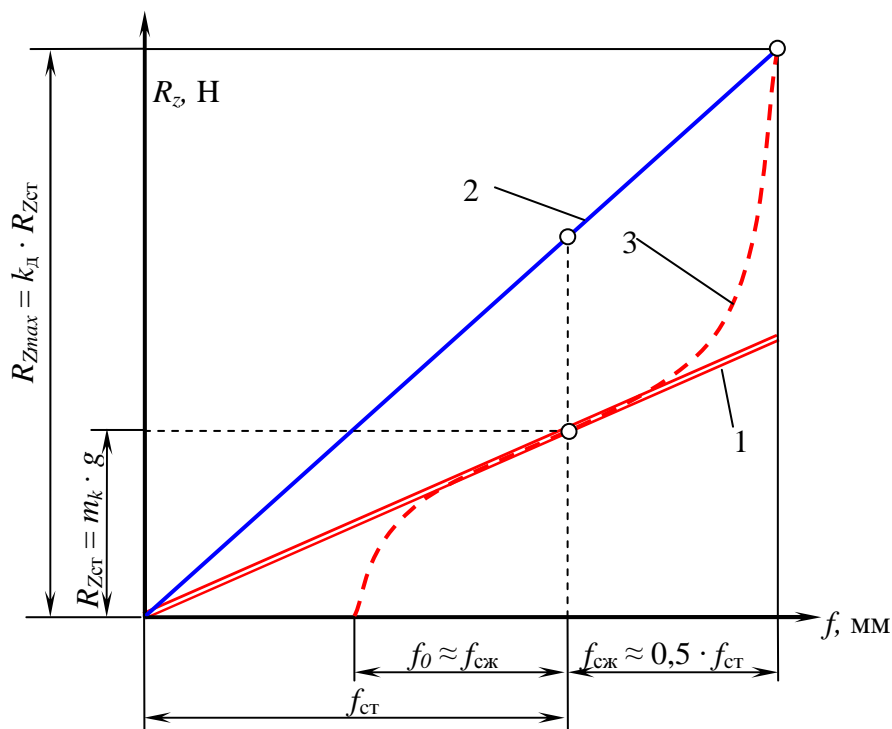


Рис. 4.3. Упругая характеристика подвески:

1 – линейная характеристика с оптимальной жесткостью; 2 – линейная характеристика с оптимальным ходом сжатия (по нагрузке); 3 – нелинейная характеристика. $f_{ст}$ – статическая деформация подвески (при расчетной нагрузке); f_0 – ход отбоя; $f_{сж}$ – ход сжатия; $R_{Zст}$, R_{Zmax} – статическая и максимальная нагрузка соответственно

Строго говоря, все современные подвески имеют нелинейную характеристику, так как во всех подвесках есть буферы и на ходе сжатия и на ходе отбоя. Конечно, буфер хода сжатия делают более жестким. Именно наличием буферов и объясняется загиб упругой характеристики в начале и в конце хода (см. рис. 4.3, кривая 3).

Однако, когда говорят о нелинейности подвески, обычно подразумевают, что у этой подвески такая характеристика без учета буферов отбоя и сжатия.

4.4. Характеристика пневматического упругого элемента рукавного (диафрагменного) типа

Грузоподъемность $G_p = m_p \cdot g$ пневмобаллона зависит от его эффективного диаметра и давления в нем

$$G_p = (p - p_a) \cdot A_{\text{э}}, \quad (4.8)$$

где p – абсолютное давление в пневмобаллоне, Па; p_a – атмосферное давление воздуха, $p_a = 10^5$ Па; $A_{\text{э}}$ – эффективная площадь диафрагмы (баллона) диаметром d , м² (рис. 4.4).

Объем пневмобаллона и давление в нем связаны между собой зависимостью

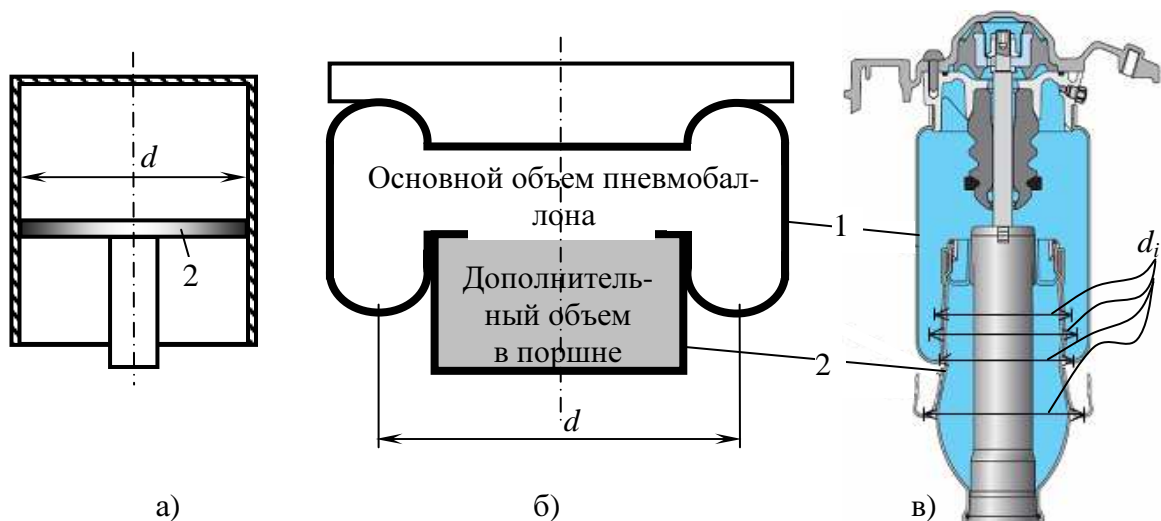


Рис. 4.4. Пневматический упругий элемент:

- а) цилиндропоршневая аналогия; б) рукавного типа с цилиндрическим поршнем; в) пневмостойка автомобиля *Audi* с поршнем сложной формы. 1 – гибкий армированный рукав; 2 – жесткий поршень; d_i – переменный диаметра поршня

$$\frac{p}{p_0} = \left(\frac{V_0}{V} \right)^n, \quad (4.9)$$

где p_0 , V_0 – соответственно давление и объем в баллоне при статической нагрузке; n – показатель политропы. $n = 1$ при медленном (изотермическом) процессе сжатия воздуха в баллоне, $n = 1,4$ при адиабатическом (быстром) процессе.

Подставив (4.9) в (4.8), получим

$$G_p = \left(p_0 \cdot \left(\frac{V_0}{V} \right)^n - p_a \right) \cdot A_{\mathcal{E}}. \quad (4.10)$$

При ходах сжатия и отбоя пневмобаллона рукавного типа с цилиндрическим поршнем изменяется только его объем V ($A_{\mathcal{E}} = const$). Однако для улучшения упругой характеристики чаще делают поршень сложной формы (см. рис. 4.4, в). Тогда $A_{\mathcal{E}} \neq const$. Для построения характеристики упругого элемента продифференцируем произведение (4.10) по перемещению f

$$C_p = \frac{dG_p}{df} = \frac{n \cdot p_0 \cdot V_0^n}{V^{n+1}} \cdot A_{\mathcal{E}}^2 + \left(\frac{p_0 \cdot V_0^n}{V^n} - p_a \right) \cdot \frac{dA_{\mathcal{E}}}{df}. \quad (4.11)$$

Для пневмобаллона рукавного типа с цилиндрическим поршнем второе слагаемое в зависимости (4.11) равно нулю.

Как показывает практика, рабочий объем пневмоэлемента следует разделить на две части: объем упругого и дополнительного элементов $V_0 = V_y + V_d$. Чем больше дополнительный объем, тем мягче подвеска (рис. 4.5). С увеличением давления в пневмобаллоне его жесткость растет. Объем

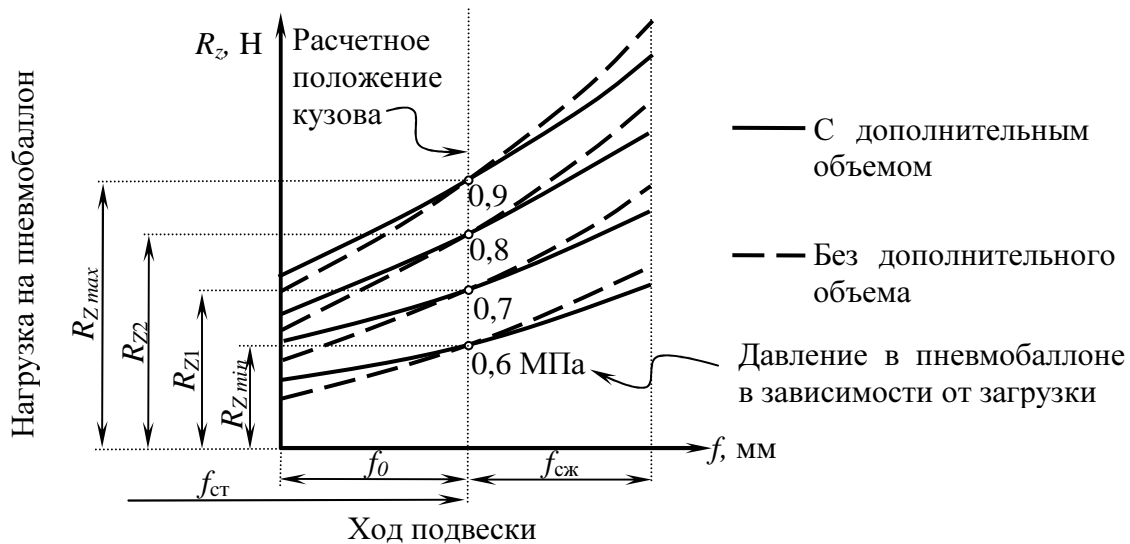


Рис. 4.5. Влияние давления и объема пневмобаллона на его упругую характеристику

дополнительного элемента найдем для пневмобаллона при статической нагрузке, для чего в зависимость (4.11) подставим $V = V_0$

$$C_{p0} = \frac{n \cdot p_0}{V_y + V_d} \cdot A_3^2 + (p_0 - p_a) \cdot \frac{dA_3}{df},$$

откуда

$$V_d = \frac{n \cdot p_0 \cdot A_3^2}{C_{p0} - (p_0 - p_a) \cdot \frac{dA_3}{df}} - V_y,$$

Учитывая, что при $d = const$ вычитаемое в знаменателе обращается в нуль, окончательно получим

$$V_d = \frac{n \cdot p_0 \cdot A_3^2}{C_{p0}} - V_y. \quad (4.12)$$

Таким образом, методика расчета пневмоэлемента будет выглядеть следующим образом.

1. По конструктивным соображениям выбираем эффективный диаметр пневмобаллона с цилиндрическим поршнем ($d = const$) при статической нагрузке. Например, $d = 0,11$ м.

2. Давление в пневмобаллоне при статической нагрузке выразим из зависимости (4.8)

$$p_0 = \frac{G_p}{A_3} + p_a.$$

Осевую нагрузку G_p на пневмобаллон найдем приведением подвесочной нагрузки G_k на колесо

$$G_p = G_k \cdot \frac{a}{b} \cdot \cos \alpha_p.$$

Эффективная площадь пневмобаллона

$$A_s = \frac{\pi d^2}{4}.$$

Часто продольная ось пневмостойки современных автомобилей пересекает центр пятна контакта колеса с дорогой ($a/b=1$). При этом сама стойка обычно наклонена, например, на угол 15° . Тогда

$$G_p = 2200 \cdot 1 \cdot \cos 15^\circ = 2125 \text{ Н.} \quad A_s = \frac{\pi 0,11^2}{4} = 0,009503 \text{ м.}$$

$$p_0 = \frac{2125}{0,009503} + 10^5 = 323610 \text{ Па} \approx 0,32 \text{ МПа.}$$

Если при заданном диаметре d давление p_0 окажется неприемлемо высоким, тогда необходимо принять давление 0,6 МПа, а диаметр пересчитать

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot G_p}{\pi \cdot (p_0 - p_a)}}.$$

3. Объем упругого элемента при статической нагрузке определяется его эффективным диаметром и ходом сжатия

$$V_y = A_s \cdot f_{сж}.$$

Примем ход сжатия и отбоя по 100 мм. Тогда

$$V_y = 0,009503 \cdot 0,1 = 0,00095 \text{ м}^3.$$

4. Пневмобаллон не может быть без дополнительного объема (даже если его полностью сжать на периферии гибкой оболочки все-таки останется воздух). Найдем этот объем по зависимостям (4.2), (4.4) и (4.12) $n = 1,4$

$$C_{p0} = 50 \cdot \frac{2200}{9,81} \cdot 1 \cdot \cos 15^\circ = 10831 \text{ Н/м.}$$

$$V_d = \frac{1,4 \cdot 323610 \cdot 0,009503^2}{10831} - 0,00095 = 0,002797 \text{ м}^3.$$

4.5. Амортизаторы

Задачей амортизаторов является быстрое погашение возбужденных в подвеске колебаний. Без гашения колебаний раскачка подпрессоренной массы кузова во время движения будет усиливаться, а колёса потеряют

контакт с дорожным покрытием*.

Конструкции амортизаторов разнообразны, но их функции и основные принципы действия одинаковы. В автомобилестроении обычно используются телескопические амортизаторы, так как их установка благодаря небольшим размерам, малому взаимному трению движущихся деталей и простой конструкции является оптимальной. При этом требования безопасности движения (ходовые качества) и комфорта являются противоречащими друг другу. В определённых пределах действуют следующие принципы:

- Высокая интенсивность гашения колебаний улучшает ходовые качества и снижает комфорт при езде.
- Низкая интенсивность гашения колебаний повышает комфорт и ухудшает ходовые качества.

Амортизаторы бывают двухтрубными (рис. 4.6, а) или однотрубными (рис. 4.6, б), с постоянным или переменным коэффициентом демпфирования, масляными и газомасляными (газонаполненными) с малым или большим подпором, без или с автоматической подкачкой (гидропневмо-

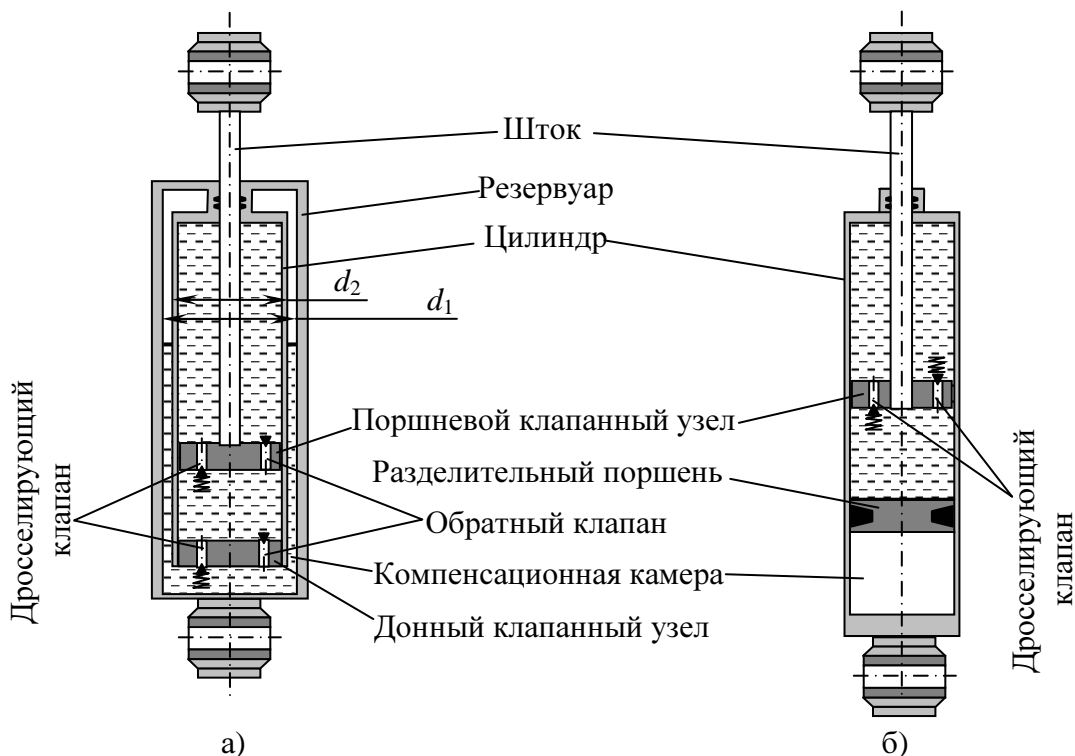


Рис. 4.6. Принципиальная схема амортизатора:

а – двухтрубного; б – однотрубного

* При проведении инструментального контроля автомобилей работу амортизаторов проверяют на вибростенде, который измеряет вес, приходящийся на площадку в процессе колебаний: вычисляется максимальная доля времени, в течение которого нет веса (колесо оторвалось от площадки). При неисправном амортизаторе колесо «висит» более половины времени. Разница между левым и правым колесом на каждой оси нормируется. В протоколе испытаний на стенде *Hofmann* это называется: испытание подвески: сцепление с дорогой.

рессора).

Двухтрубные амортизаторы надежнее однотрубных, так как наружный резервуар неприхотлив, защищает цилиндр, и даже после деформации от ударов камней амортизатор сохраняет работоспособность. В однотрубном в этом случае заклинит поршень.

Так как в однотрубном амортизаторе компенсационная камера находится под (над) цилиндром, то главный размер изделия увеличивается, что ограничивает его область применения (обычно, только спереди).

В последнее время получили широкое распространение газонаполненные амортизаторы. Под этим названием обычно понимают амортизаторы, у которых в компенсационной камере вместо воздуха под атмосферным давлением закачивается азот под давлением 0,4...0,8 МПа (4...8 бар). В этом случае амортизатор начинает выполнять и функцию дополнительного упругого элемента. Несущую способность такого амортизатора можно рассчитать по элементарной формуле

$$F_{дон} = p_{N_2} \cdot \pi \frac{d_1^2 - d_2^2}{4}, \quad (4.13)$$

где p_{N_2} – давление в компенсационной камере, Па;

d_1, d_2 – наружный и внутренний диаметр компенсационной камеры, м (см. рис. 4.6). Для однотрубного с нижним расположением камеры $d_2 = 0$, с верхним – d_2 это диаметр штока.

При давлении 0,4...0,8 МПа дополнительный подпор амортизатора составляет 100...200 Н (для двухтрубного существенно меньше). Поэтому при расчете основного упругого элемента нагрузку на него следует снизить на полученную величину. В противном случае жесткость подвески повысится (именно поэтому после замены обычных амортизаторов на газонаполненные автомобиль приподнимается на 10...20 мм).

Для уменьшения кавитации масло и газ в газонаполненных однотрубных амортизаторах разделяют специальным плавающим поршнем.

Если давление в компенсационной камере поднять до 10,0...20,0 МПа, то такой амортизатор сможет полностью взять на себя функции упругого элемента: подпор составит 2500...5000 Н. А это уже нагрузка на упругий элемент легкового автомобиля. Такие амортизаторы (точнее гидрорессоры) существуют только в единичных экземплярах – слишком велико давление. Однако если увеличить диаметр компенсационной камеры (сделать ее выносной), то можно снизить давление. Такая конструкция широко применяется на автомобилях *Citroën*, но она получается очень дорогой.

Компромиссным решением является амортизатор фирмы *Sachs* под торговым наименованием *Nivomat* (см., например, <http://autooboz.omega.kz/>

disc/nivomat.shtml). Подобные амортизаторы применяются, например, на автомобилях *Subaru Forester*. Их стоимость существенно меньше гидропневматической подвески, но все же дороже обычных амортизаторов в 4...6 раз. В этих амортизаторах совмещены функции амортизатора, упругого элемента, системы контроля уровня кузова и системы подкачки давления. Все это внутри изделия и не требует никаких управляющих воздействий из вне. Подкачка осуществляется на ходу автомобиля в результате колебаний подвески всего за 1...2 мин езды: если автомобиль загрузили и подвеска просела, то пока она не поднимется до нейтрального уровня, плунжерный насос будет качать (а потом будет качать вхолостую). При разгрузке автомобиля система автоматически сбрасывает давление, при этом двигаться автомобилю не обязательно.

На дорогих автомобилях часто применяют двухтрубные амортизаторы с переменным коэффициентом демпфирования (рис. 4.7). Вообще-то такие амортизаторы трехтрубные. Полость между компенсационной камерой и цилиндром выполняет функцию соединительного канала, в который встроен дроссель с внешним приводом (работает параллельно донному дросселю, добавляя дросселирование жидкости из надпоршневой полости). Привод управления дросселем может осуществляться, например, от камеры пневмобаллона, как у *Audi A6*: больше нагрузка на подвеску, больше давление в пневмобаллоне, дроссель сильнее «зажимает» отверстие – жесткость амортизатора растет. Вместо пневмопривода может быть и электромагнитный привод (например, как у *Mercedes ML350*), тогда появляется возможность выбирать степень комфорта автомобиля независимо от загрузки.

Вообще-то коэффициент демпфирования постоянный именно у амортизаторов с регулируемой характеристикой, а не у стандартных амортизаторов. Дело в том, что коэффициент демпфирования зависит от дейст-

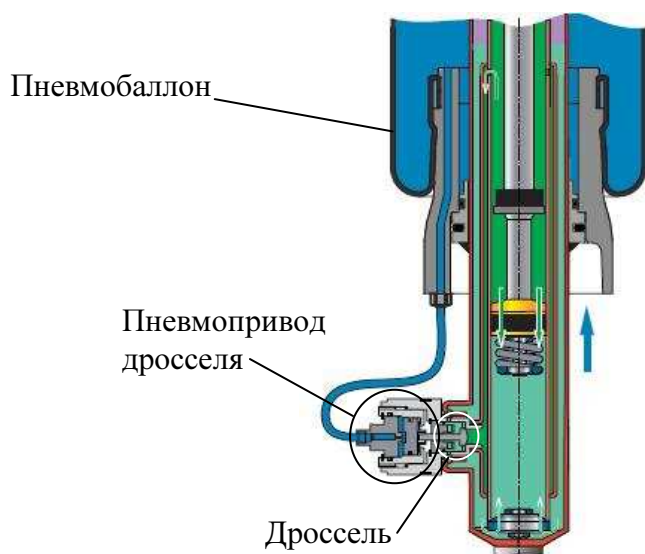


Рис. 4.7. Амортизатор *Audi A6* с переменной характеристикой

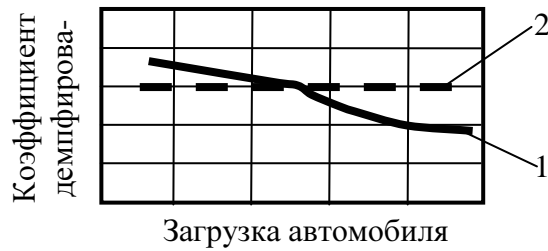


Рис. 4.8. Зависимость коэффициента демпфирования амортизатора от загрузки автомобиля:

1 – нерегулируемого; 2 – регулируемого

вующих сил, и в обычном амортизаторе с их ростом характеристика падает (рис. 4.8).

Следует различать демпфирование при ходе сжатия и при ходе отбоя. Сопротивление амортизатора при ходе сжатия меньше, чем при ходе отбоя. Благодаря этому толчки от неровностей дороги передаются на кузов автомобиля не столь сильно. Большая часть полученной в ходе сжатия энергии поглощается **на ходе отбоя** благодаря клапанам отбоя, настроенным на более интенсивное демпфирование. Такая характеристика служит повышению комфорта. Недостаток этой регулировки проявляется при быстром чередовании неровностей дороги, когда времени между толчками становится недостаточно для выполнения хода отбоя, сила сопротивления амортизатора увеличивается (подвеска становится жесткой). Это отрицательно сказывается на комфорте и безопасности движения.

Характеристики амортизаторов снимают на специальном стенде. Частота ходов отбоя/сжатия на них обычно не изменяется, но изменяется амплитуда хода (изменяют длину шатуна в кривошипно-шатунном приводе стенда). За счет изменения длины хода изменяется скорость работы амортизатора. Контролируют ход штока амортизатора и развиваемое им усилие. По этим данным строят «круговые» графики (рис. 4.9, левая часть). Зная связь хода амортизатора и его скорости (в мертвых точках скорость равна нулю, в середине хода максимальна и равна $V = \omega \cdot f_d / 2$) строят зависимость силы сопротивления от скорости (см. рис. 4.9, справа).

Скоростная характеристика амортизатора может быть дегрессивная, линейная и прогрессивная (рис. 4.10). При дегрессивной характеристике

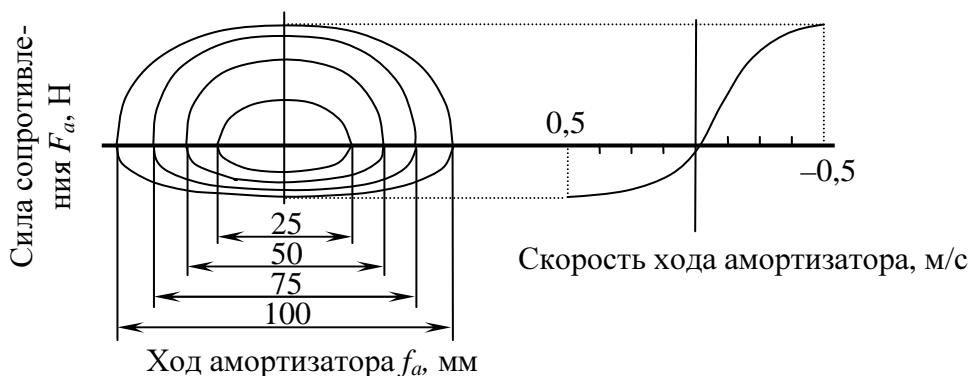


Рис. 4.9. Характеристика демпфирования амортизатора

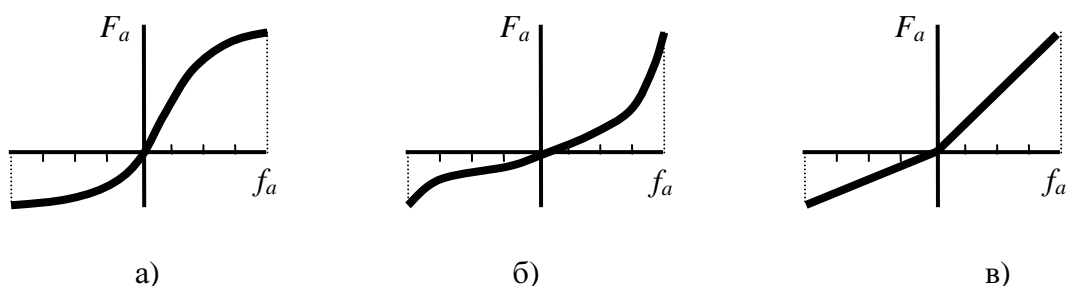


Рис. 4.9. Скоростные характеристики амортизаторов:

а – в – дегрессивная, прогрессивная и линейная

при небольшом ходе и малой скорости поршня амортизатор развивает усилие значительной величины. Преимуществом такой характеристики является повышенное сопротивление небольшим резким кренам кузова, например, при смене полосы движения или при входе в поворот. Однако при дегрессивной характеристике хуже поглощаются подвеской мелкие дорожные неровности – комфортность снижается. Для улучшения комфорта и ограничения глубоких кренов применяют прогрессивную характеристику.

В подвесках отечественных автомобилей применяются амортизаторы с дегрессивной характеристикой.

При тюнинге устанавливают амортизаторы с прогрессивной характеристикой, преимущество которых заключается в том, что около нулевой точки силы имеют небольшое значение, что обеспечивает более мягкое качение жестких шин. Резкое нарастание сил при повышенной скорости поршня приводит к повышению жесткости демпфирования. Борьба с кренами ведется другими средствами, например, обеспечение кинематики подвески с минимальным плечом крена (см. п. 3.3.4).

Контрольные вопросы

1. Каким параметром оценивается плавность хода автомобиля?
2. Как изменяется частота колебаний по мере загрузки автомобиля?
3. От чего зависит плавность хода автомобиля?
4. Как связаны между собой частота и круговая частота?
5. Что такое расчетная нагрузка автомобиля?
6. Что такое подрессоренная масса автомобиля?
7. Что входит в неподдресоренную массу автомобиля?
8. Для чего выполняют приведение жесткости рессоры?
9. Что такое статический прогиб упругого элемента?
10. Каким должен быть ход сжатия, отбоя подвески?

11. От каких параметров зависит жесткость пружины?
12. Как получить прогрессивную характеристику пружины?
13. Что такое коэффициент динамичности подвески?
14. От чего зависит статический прогиб подвески?
15. От каких параметров зависит жесткость подвески?
16. Что такое прогрессивная характеристика упругого элемента?
17. Какие пружины имеют нелинейную характеристику?
18. Какую характеристику имеет пневмобаллон?
19. Как влияет объем и форма поршня на характеристику пневмобаллона?
20. Что такое эффективная площадь пневмобаллона?
21. Для чего нужны амортизаторы?
22. Какова принципиальная схема однотрубного амортизатора?
23. Какова принципиальная схема двухтрубного амортизатора?
24. Какие особенности имеют газонаполненные амортизаторы?
25. Как влияет давление в газонаполненном амортизаторе на упругую характеристику подвески?
26. Каковы принципы работы амортизаторов с управляемой характеристикой?
27. Как получают круговую характеристику амортизатора?
28. На каком ходе (отбоя или сжатия) характеристика амортизатора жестче? Почему?
29. Какие принципиальные характеристики амортизаторов применяют?

Предметный указатель

- Антиблокировочная система 51
- Баланс мощностной 28
 - силовой 28
 - тормозной 58
- Динамический паспорт 34
- Индекс грузоподъемности 66
- Коэффициент аэродинамического сопротивления 11
 - дорожного сопротивления 25, 27
 - коррекции мощности 15
 - скольжения 51
 - сцепления 51, 54
 - сопротивления качению 8
 - учета вращающихся масс 36
 - приспособляемости по крутящему моменту 16
 - по скорости 16
- КПД трансмиссии 6
- Момент двигателя крутящий при максимальной мощности 16
 - инерции двигателя 36
 - колес 36
 - максимальный 16
- Мощность двигателя максимальная по динамическому фактору 15
 - по скорости 15
 - прототипа 16
- Нагрузка на колесо 8, 65
- Передаточное число в КП 23
 - главной пары 24
 - передачи в РК 27
 - экономической 26
- Площадь миделева сечения 11, 12
- Радиус колеса статический 24
 - динамический 24
 - номинальный 24
- Развесовка автомобиля 10
- Разгон автомобиля 26, 38
- Разгон по пути 38
 - по скорости 38
- Расход топлива путевой 47
- Ряд геометрический 26

– гиперболический	26
Сила сопротивления аэродинамическая	11
– – качению	8
Сцепление шин	55
Удельный расход топлива	43
Ускорение автомобиля	36
Фактор динамический	34
Формула Кардано	27
– магическая	55
Характеристика внешняя скоростная	16, 21
Шины	8, 24, 51, 54, 64, 67

Справочник терминов

ВСХ – внешняя скоростная характеристика двигателя – это зависимости мощности, крутящего момента и удельного часового расхода топлива двигателя от его угловой скорости при полной подаче топлива.

Динамический фактор – коэффициент, показывающий какую часть своего веса в данных условиях движения, автомобиль может направить в виде силы, предназначенной на преодоление дорожного сопротивления или на разгон (разность силы тяги и силы аэродинамического сопротивления, деленная на вес автомобиля).

Дорожное сопротивление – совокупное сопротивление качению колес и подъема автомобиля при движении в гору.

Коэффициент коррекции мощности K_p – коэффициент, учитывающий потери мощности двигателя на привод дополнительных агрегатов: вентилятора системы охлаждения, гидроусилителя руля, компрессора кондиционера, генератора, компрессора.

Коэффициент приспособляемости по скорости K_ω – отношение угловых скоростей двигателя при максимальной мощности и при максимальном крутящем моменте.

Коэффициент приспособляемости по моменту K_T – отношение максимального крутящего момента двигателя к моменту при максимальной мощности.

КП – коробка передач.

КПД – коэффициент полезного действия одного или нескольких механизмов, агрегатов или трансмиссии в целом.

Масса снаряженная автомобилей категорий M и N включает массы ТС, охлаждающей жидкости, масел, не менее 90 % топлива, 100 % других эксплуатационных жидкостей, инструменты, водителя (75 кг).

Масса полная – масса снаряженного автомобиля плюс максимальный груз.

Плавность хода автомобиля – свойство автомобиля, определяющее комфорт пассажиров. Оценивается собственной частотой колебаний подвески автомобиля. Желательная частота 1,1...1,3 Гц (65...80 колебаний в минуту – частота колебаний тела человека при ходьбе).

Площадь миделева сечения – площадь продольной проекции автомобиля на вертикальный экран. Обычно вычисляют как произведение габаритной высоты легкового автомобиля на его ширину с учетом поправки.

Поворачиваемость недостаточная – управляемость автомобиля, при которой реальный радиус поворота автомобиля *больше* заданного кинематикой рулевого управления. Автомобиль склонен к сносу передней оси в повороте. Небольшая недостаточная поворачиваемость – наиболее

желаемая управляемость. Критерий оценки – характерная скорость.

Поворачиваемость избыточная – управляемость автомобиля, при которой реальный радиус поворота автомобиля *меньше* заданного кинематикой рулевого управления. Автомобиль склонен к заносу задней оси в повороте. Нежелательное, но часто встречающееся состояние. Критерий оценки – критическая скорость (по управляемости). Негативное влияние уменьшают за счет правильного подбора шин и давления воздуха в них.

Поворачиваемость нейтральная – управляемость автомобиля, при которой реальный радиус поворота автомобиля *соответствует* заданному кинематикой рулевого управления. Редко (т.к. на грани недостаточная–избыточная) встречающееся нежелательное состояние управляемости.

Полином степени n вида $y = a_0 + a_1 \cdot x + a_2 \cdot x^2 + \dots + a_n \cdot x^n$, позволяет математически описать влияние параметра x на параметр y .

Прямая передача в КП – передача, передаточное число которой близко к 1 (для двухвальных КП) или равно 1 (для трехвальных КП).

Развесовка автомобиля – массы (доли от общей массы), приходящиеся на переднюю и заднюю оси.

РК – раздаточная коробка.

Сопротивление качению – сопротивление движению автомобиля, обусловленное затратами энергии на деформацию шин и дорожного полотна.

ТС – транспортное средство.

Библиографический список

1. Хусаинов А. Ш. Теория автомобиля: конспект лекций. / А. Ш. Хусаинов, В. В. Селифонов. – Ульяновск: УлГТУ, 2008. – 121 с.
2. Технический регламент о безопасности колесных транспортных средств. Утвержден постановлением Правительства Российской Федерации от 10 сентября 2009 г. № 720. Оpubл. 23.09.09.
3. Кравец В. Н. Теория автомобиля: учеб. Пособие / В. Н. Кравец. – Нижний Новгород: НГТУ, – 2007. – 368 с.
4. Тарасик В. П. Теория движения автомобиля: Учебник для вузов. – СПб.: БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.
5. Автомобильный справочник *Bosch*. М.: ЗАО КЖИ «За рулем», 2002. – 896 с.
6. Бронштейн И. Н. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов / И. Н. Бронштейн, К. А. Семендяев. – М.: Наука, – 1981. – 704 с.
7. Jazar R. N. *Vehicle Dynamics: Theory and Application*. – NY: Springer, 2008. – 1015 p.
8. Pacejka H. B. *Tyre and vehicle dynamics*. – Butterworth-Heinemann, Oxford, 2005. – 621 p.
9. Reimpell J. *The Automotive Chassis: Engineering Principles* / J. Reimpell, J.W.Betzler. – Oxford: Butterworth-Heinemann, 2001. – 456 p.
10. Genta G. *Automotive chassis. Volume 1: Components design* / G. Genta, L. Morello. – Springer, 2009. – 621 p.
11. Genta G. *Automotive chassis. Volume 2: System design* / G. Genta, L. Morello. – Springer, 2009. – 825 p.

Учебное издание
ХУСАИНОВ Альберт Шамилович

Эксплуатационные свойства автомобиля

Редактор Н.А. Евдокимова

Подписано в печать . . . 2011. Формат 60×84/16.

Бумага тип. № 1. Печать трафаретная. Усл. печ. л.

Тираж 100 экз. Заказ

Ульяновский государственный технический университет
432027, г. Ульяновск, ул. Сев. Венец, д. 32.
Типография УлГТУ, 432027, г. Ульяновск, ул. Сев. Венец, д. 32.