

Министерство образования Республики Беларусь  
Министерство образования и науки Российской Федерации  
Государственное учреждение высшего профессионального образования  
«Белорусско-Российский университет»

И. С. Сазонов, В. А. Ким, Ки Йонг Чой

# ТЕОРИЯ АВТОМОБИЛЯ

*Допущено Министерством образования Республики Беларусь  
в качестве учебного пособия для студентов учреждений высшего  
образования по специальности «Автомобилестроение»*



УДК 629.33(075.8)  
ББК 39.33-01я73  
С 14

Рекомендовано к изданию Советом Белорусско-Российского университета  
«18» ноября 2016 г., протокол № 4

Рецензенты:

кафедра «Тракторы и автомобили» Белорусского государственного аграрного  
технического университета (зав. кафедрой – канд. техн. наук, доц. *Г. И. Гедройт*);  
д-р техн. наук, доц., зав. кафедрой «Автомобили» Белорусского национального  
технического университета *Ю. Д. Карпиевич*

**Сазонов, И. С.**

С 14 Теория автомобиля: учеб. пособие / И. С. Сазонов,  
В. А. Ким, Ки Йонг Чой. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т,  
2017. – 164 с. : ил.  
ISBN 978-985-492-176-1.

В учебном пособии приведены расчеты параметров автомобиля, обеспечивающие его заданные эксплуатационные свойства. Рассмотрены вопросы теории движения колеса, общей динамики, устойчивости, управляемости, плавности хода и проходимости автомобиля. Изложенный материал дополнен результатами исследований авторов.

Предназначено для студентов, обучающихся по специальности «Автомобилестроение». Также рекомендовано инженерам, работающим в области автомобилестроения.

УДК 629.33(075.8)  
ББК 39.33-01я73

ISBN 978-985-492-176-1

© Сазонов И. С., Ким В. А.,  
Чой Ки Йонг, 2017  
© ГУ ВПО «Белорусско-Российский  
университет», 2017

## ВВЕДЕНИЕ

Дисциплина «Теория автомобиля» изучает эксплуатационные свойства автомобиля, непосредственно связанные с движением.

Автомобиль, управляемый водителем, представляет собой систему, в которой водитель – регулятор, а автомобиль – регулируемый объект. Автомобиль движется под действием сил, возникающих в контакте ведущих колес с опорной дорогой (силы тяги). Водитель задает силу тяги на ведущих колесах, боковые силы, действующие на управляемые колеса, тормозные силы на колесах. При выполнении транспортной работы (перевозка людей, грузов и т. д.) на автомобиль воздействует внешняя среда, силовые факторы которой являются в той или иной степени случайными: силы сопротивления движению опорной поверхности, аэродинамические силы, составляющие силы тяжести, вызываемые уклонами дороги, и др. Таким образом, автомобиль движется под действием сил: некоторые из них изменяются в известных пределах, другие случайны. Знание сил и их влияния на движение автомобиля необходимо для проектирования колесной машины, поскольку от этого зависят компоновочные характеристики автомобиля и особенности его эксплуатации.

Конструкции автомобиля при проектировании придают определенные свойства, основные из них разделяют на две группы: *функциональные свойства* и *свойства надежности*.

Функциональные свойства определяют способность автомобиля эффективно выполнять транспортную работу в заданных эксплуатационных условиях. Их принято называть эксплуатационными. К этой группе относят: тягово-скоростные и тормозные свойства; топливную экономичность; управляемость; устойчивость; проходимость; плавность хода.

*Тягово-скоростные свойства автомобиля* – способность двигаться с возможно высокой средней скоростью, интенсивно разгоняться, преодолевать подъемы.

*Тормозные свойства автомобиля* – способность быстро снижать скорость движения вплоть до остановки.

*Топливная экономичность автомобиля* – свойство рационально использовать для движения энергию сжигаемого топлива.

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

*Устойчивость автомобиля* – свойство сохранять направление движения и противостоять опрокидыванию автомобиля или скольжению в пятне контакта колес с опорной поверхностью.

*Проходимость автомобиля* – способность двигаться в тяжелых дорожных условиях и по бездорожью.

*Плавность хода автомобиля* – свойство обеспечивать допустимый уровень воздействия на водителя и кузов автомобиля при движении по неровным дорогам с максимально возможной скоростью.

*Свойства надежности автомобиля* характеризуют способность обеспечивать его безотказную эксплуатацию. К этой группе относятся безотказность, долговечность, ремонтпригодность, сохраняемость автомобиля.

Эксплуатационные свойства автомобиля оценивают измерителями и показателями. Измерителем называется единица измерения, характеризующая свойство с качественной стороны (например, скорость движения автомобиля). Показателем эксплуатационного свойства является число, определяющее величину измерителя этого свойства, его количество (например, значение максимальной скорости автомобиля).

Оценочные показатели эксплуатационных свойств автомобиля регламентируются нормативно-техническими документами. К ним относят:

- международные – документы, разрабатываемые Европейской экономической комиссией Организации Объединенных Наций (ЕЭК ООН) (например, Правила ЕЭК ООН № 13, которые применяются к торможению отдельных механических транспортных средств);
- директивы Европейского сообщества (ЕС) (например, Директива 88/194 ЕС, предполагающая применение антиблокировочных устройств на автомобилях полной массой свыше 16 тонн);
- государственные – стандарты (ГОСТы, СТБ и др.).

На условия эксплуатации автомобиля оказывают влияние дорожные, климатические и транспортные факторы. Дорожные факторы определяются характеристиками опорной поверхности (подъемы, спуски, повороты, покрытие дороги, ширина проезжей части и т. п.), интенсивностью движения транспортного потока и др. Климатические – температурой, влажностью, давлением окружающего воздуха, интенсивностью осадков, сезонным изменением состояния дорожного покрытия. Транспортные – дальностью перевозок, видами и характеристиками грузов, числом пассажиров и т. д.

Эффективность использования автомобиля в данных условиях эксплуатации достаточно полно характеризует его производительность, которая определяется грузоподъемностью (пассажировместимостью) автомобиля и его средней технической скоростью. Грузоподъемность – максимальная масса груза, перевозимого автомобилем. Пассажировмести-

мость – количество пассажиров, перевозимых одновременно. При этом нагрузка на ось автомобиля не должна превышать допустимую по дорожным условиям. Средняя техническая скорость автомобиля – это средняя скорость за время нахождения автомобиля в движении, включая остановки в ожидании возможности продолжить движение.

Одним из первых исследователей движения автомобиля был русский ученый Н. Е. Жуковский. В 1905 г. он изучал явления, возникающие при качении колес различного диаметра, жестко закрепленных на оси, и в 1917 г. изложил теорию движения автомобиля. В 1918 г. академик Е. А. Чудаков прочел первые лекции по данной теме в Московском высшем техническом училище. В дальнейшем это направление получило развитие в исследованиях многих зарубежных и отечественных ученых.

# 1. ОСНОВЫ ТЕОРИИ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО КОЛЕСА

## 1.1. Геометрические параметры колеса

Автомобиль взаимодействует с опорной поверхностью посредством колес, которые обеспечивают его движение, поддресоривание, изменение направления движения, передачу динамических нагрузок от автомобиля на дорогу. Автомобильное колесо состоит из обода и шины.

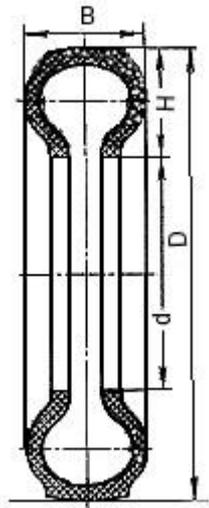


Рис. 1.1. Геометрические размеры шины

Основными геометрическими параметрами шины являются: наружный диаметр  $D$ ; посадочный диаметр  $d$ ; высота профиля  $H$ ; ширина шины  $B$  (рис. 1.1). Процентное отношение высоты профиля шины к его ширине ( $H/B$ ) называют серией шины. В обозначениях шин обычно указывают размеры  $D$ ,  $B$ ,  $d$  и конструкцию каркаса (направление нитей основы корда). Буквой  $R$  обозначают шины с радиальным кордом. Размеры  $D$  и  $d$  могут выражаться в дюймах или миллиметрах. Например, маркировка шины 175/70R13 означает:

175 – ширина профиля шины в миллиметрах; 70 – серия шины (отношение  $H/B$ ) в процентах;  $R$  – шина радиальной конструкции; 13 – посадочный диаметр шины (наружный диаметр обода) в дюймах. Если в маркировке шины отсутствует буква  $R$ , то шина диагональной конструкции.

Упругость сжатого воздуха внутри шины при качении колеса по неровностям дороги обеспечивает его деформирование, что позволяет плавно перемещаться оси колеса. В процессе взаимодействия колеса с опорной поверхностью происходит деформация как шины, так и опорной поверхности. В соответствии с тем, как они соотносятся, выделяют:

– движение деформируемого колеса по недеформируемой поверхности (деформация поверхности незначительна в сравнении с деформацией шины; характерный режим качения колес автомобиля как транспортного средства, предназначенного для движения по дорогам с усовершенствованным покрытием);

– движение недеформируемого (жесткого) колеса по деформируемой поверхности (нетипичный случай движения автомобиля по снегу, сыпучему песчаному грунту и др.);

– движение деформируемого колеса по деформируемой поверхности. Типичный режим движения автомобилей повышенной проходимости (с пониженным давлением воздуха в шинах по грунтам с малой несущей способностью).

Колесо с пневматической шиной имеет различные радиусы и величины, наименования которых условны.

*Свободный радиус*

$$r_c = 0,5D,$$

где  $D$  – наружный диаметр наибольшего окружного сечения беговой дорожки колеса при отсутствии его контакта с опорной поверхностью.

*Статический радиус* – расстояние от центра неподвижного колеса до опорной поверхности, при этом на колесо действует только нормальная нагрузка. Его определяют по выражению

$$r_{ст} = 0,5d + \lambda_z \cdot H,$$

где  $d$  – посадочный диаметр шины;  $\lambda_z$  – коэффициент вертикальной деформации шины, зависящий от ее типа;  $H$  – высота профиля шины.

*Динамическим (силовым) радиусом*  $r_d$  колеса, движущегося под действием силовых факторов, называют расстояние от оси колеса до плоскости, в которой располагается равнодействующая тангенциальных реакций грунта, приложенных к колесу (рис. 1.2). При движении колеса по твердой опорной поверхности (асфальт и др.) динамический радиус примерно равен статическому.

*Радиус качения (кинематический)*  $r_k$  – отношение поступательной скорости центра колеса к его угловой скорости:

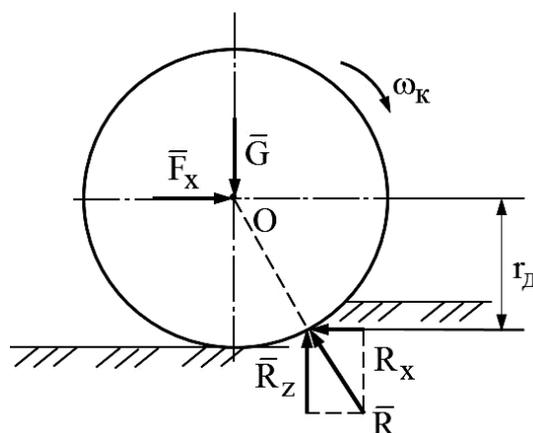


Рис. 1.2. Схема сил, действующих на ведомое колесо

$$r_k = \frac{v}{\omega_k},$$

где  $v$  – скорость центра колеса;  $\omega_k$  – угловая скорость вращения колеса.

Радиус качения определяет путь, проходимый колесом за один оборот. Непосредственно измерить его нельзя, т. к. на проходимый колесом путь влияют тангенциальная эластичность шины и проскальзывание в пятне контакта колеса с опорной поверхностью. На движущееся колесо действуют различные силы и моменты. У катящегося под действием крутящего момента колеса элементы протектора шины, входящие в контакт с опорной поверхностью, подвергаются сжатию, а выходящие из контакта – растяжению. При повышении величины момента наступает такой режим качения колеса, когда точки шины, расположенные в площади контакта, начинают перемещаться относительно опорной поверхности. Если при этом в зоне контакта есть точки шины, не перемещающиеся относительно поверхности, то такой режим называют упругим проскальзыванием колеса. Перемещение всех точек шины, находящихся в контакте, – скольжение колеса. Таким образом, вследствие тангенциальной деформации шины путь, проходимый колесом за один оборот, зависит от величины крутящего момента. Академик Е. А. Чудаков предложил формулу для расчета радиуса качения в зависимости от крутящего момента  $M_k$ , приложенного к колесу:

$$r_k = r_{k0} - \lambda_\tau \cdot M_k, \quad (1.1)$$

где  $r_{k0}$  – радиус качения при нулевом крутящем моменте;  $\lambda_\tau$  – коэффициент тангенциальной эластичности шины.

Изменение радиуса качения колеса от приложенного к нему крутящего момента представлено на рис. 1.3. На участках 1–2 и 3–4 происходит упругое проскальзывание и скольжение колеса в пятне контакта; на участках 0–1 и 4–5 – полное скольжение. Штриховой линией показано изменение радиуса качения за счет упругой деформации

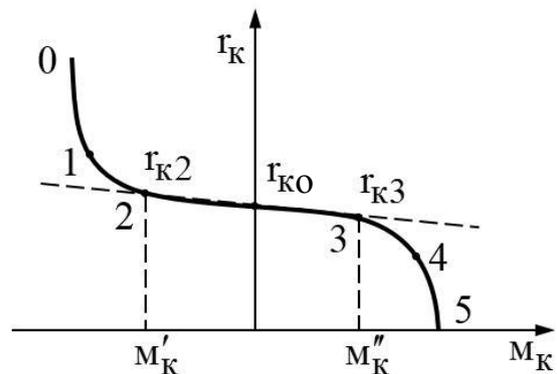


Рис. 1.3. Зависимость радиуса качения колеса от крутящего момента, приложенного к нему

шины колеса (участок 2–3). Радиус качения колеса на участках 1–2 и 3–4 определяется по формуле (1.1). Радиус качения колеса без скольжения в пятне контакта шины будем обозначать  $r_0$ .

## 1.2. Кинематика движения колеса

Рассмотрим качение колеса по твердой опорной поверхности (рис. 1.4).

Качение колеса является сложным движением. Точки колеса перемещаются поступательно со скоростью центра колеса  $v_0$  и вращаются относительно его с угловой скоростью  $\omega_K$ . Таким образом, колесо совершает плоскопараллельное движение, которое в каждый момент времени можно представить как вращение относительно мгновенного центра вращения (точки тела, скорость которой равна нулю). Предположим, мгновенный центр вращения (точка  $O_1$ ) лежит в пятне контакта шины с опорной поверхностью ( $v_{O_1} = 0$ ). Вектор скорости точки  $A$ , лежащей на протекторе шины,

$$\bar{v}_A = \bar{v}_O + \bar{v}_{AO},$$

где  $v_0$  – скорость центра колеса;  
 $v_{AO}$  – скорость точки  $A$  во вращении относительно центра колеса.

Скорость центра колеса

$$v_0 = r_0 \cdot \omega_K,$$

где  $r_0$  – радиус качения колеса без скольжения;  $\omega_K$  – угловая скорость вращения колеса.

Скорость точки  $A$  относительно центра колеса

$$v_{AO} = r_c \cdot \omega_K,$$

где  $r_c$  – свободный радиус колеса.

Модуль скорости точки  $A$

$$v_A = \sqrt{v_0^2 + v_{AO}^2 + 2v_0 \cdot v_{AO} \cdot \cos\alpha},$$

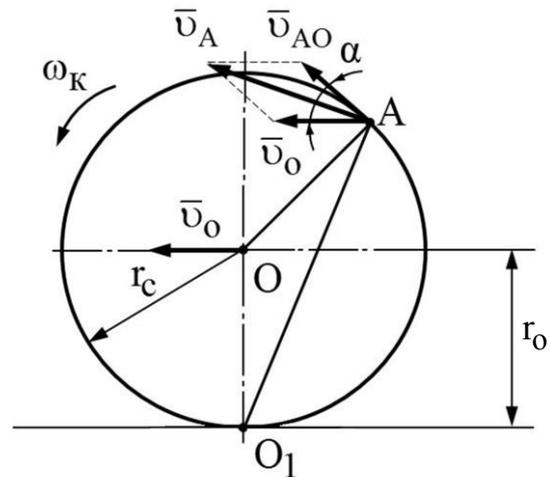


Рис. 1.4. Определение скоростей точек протектора шины

где  $\alpha$  – угол между векторами  $\bar{v}_O$  и  $\bar{v}_{AO}$ .

Скорость точки А можно определить и с учетом того, что колесо совершает в данный момент времени чисто вращательное движение относительно мгновенного центра вращения (точки  $O_1$ ). Тогда скорость точки А

$$v_A = \omega_K \cdot O_1A, \quad \bar{v}_A \perp O_1A.$$

Был рассмотрен режим движения колеса без проскальзывания элементов шины в пятне контакта с опорной поверхностью. Мгновенный центр вращения колеса в этом случае располагается в пятне контакта. В зависимости от скорости скольжения в пятне контакта шины с опорной поверхностью мгновенный центр вращения колеса может занимать различные положения (рис. 1.5).

Если положение мгновенного центра вращения (точки  $O_1$ ) ниже пятна контакта, то взаимодействующая с поверхностью часть шины перемещается по направлению движения колеса (рис. 1.5, а). Такой режим движения колеса называют скольжением. При положении мгновенного центра вращения (точки  $O_1$ ) выше пятна контакта взаимодействующая часть шины с поверхностью перемещается против направления движения колеса (рис. 1.5, б). Колесо движется в режиме буксования. Таким образом, радиус качения (расстояние от центра колеса до мгновенного центра вращения) изменяется от нуля (колесо буксует при неподвижном автомобиле) до бесконечности (колесо заблокировано при движущемся автомобиле).

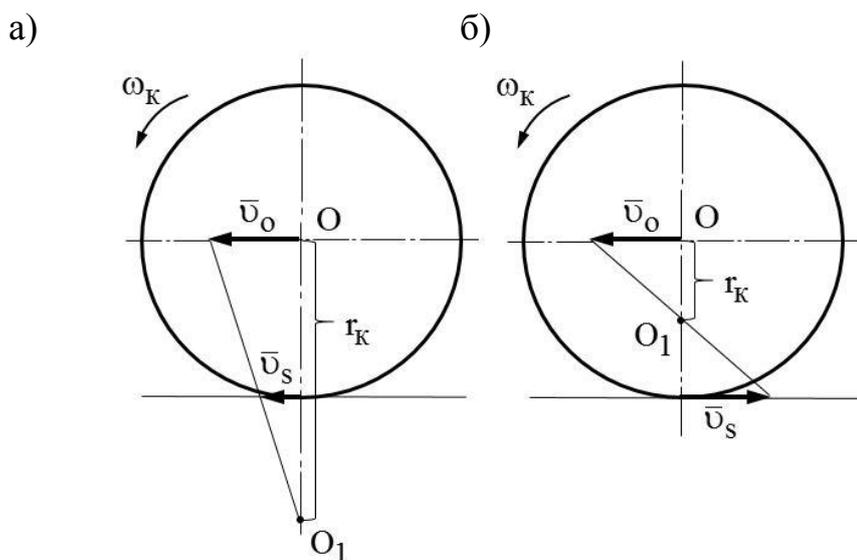


Рис. 1.5. Положение мгновенных центров вращения колеса

### 1.3. Сцепление колеса с опорной поверхностью

Режим качения колеса определяют по способу приведения его во вращение. Если к колесу не подводится крутящий момент, передаваемый трансмиссией автомобиля, то его называют ведомым. Колесо является ведущим при воздействии на него крутящего момента, передаваемого трансмиссией автомобиля. Колесо считают тормозящим при действии на него тормозного момента, приложенного к ступице колеса от тормозных механизмов.

Сцепление ведущего колеса с опорной поверхностью происходит за счет трения опорных поверхностей шины и грунтозацепов, упора грунтозацепов шины в почву, сопротивления срезу почвы, расположенной между грунтозацепами. Силы, возникающие в процессе этих явлений, суммируются в касательную (окружную) силу на ведущем колесе, т. е. силу, которую создает крутящий момент (рис. 1.6):

$$R_x = \frac{M_K}{r_D},$$

где  $M_K$  – крутящий момент, подведенный к колесу;  $r_D$  – динамический радиус колеса.

Реакция почвы  $F_K = R_x$ , толкая колесо, придает ему поступательное движение.

Касательная сила на ведущем колесе реализуется в процессе силового взаимодействия его с почвой. В момент срыва почвы в пятне контакта колесо ускоренно раскручивается. При этом величина касательной силы ограничена и равна силе трения колеса с почвой. Сцепление колеса с почвой оценивается коэффициентом сцепления  $\varphi$ , равным отношению касательной силы  $F_K$  в пятне контакта к нормальной нагрузке  $G$ , действующей на колесо:

$$\varphi = \frac{F_K}{G}.$$

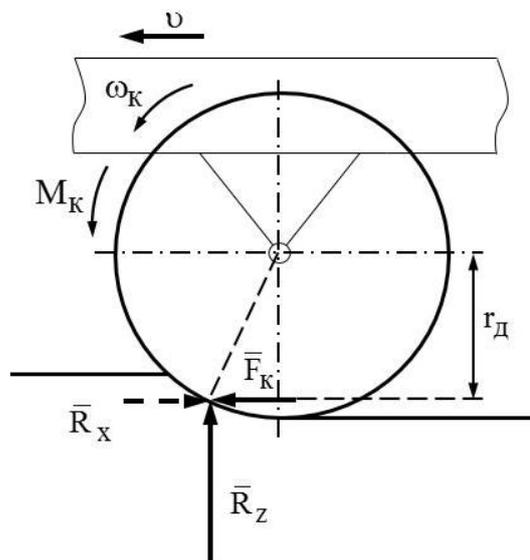


Рис. 1.6. Взаимодействие ведущего колеса с почвой

Коэффициент сцепления зависит от таких эксплуатационных факторов, как износ протектора и давление воздуха в шине, вид и состояние опорной поверхности (табл. 1.1).

Табл. 1.1. Значение коэффициента сцепления [1]

Дорожное покрытие	Сухая поверхность	Мокрая поверхность
Асфальт	0,7...0,8	0,45...0,55
Грунтовая дорога	0,4...0,6	0,2...0,45
Глина	0,5...0,6	0,3...0,4
Песок	0,2...0,4	0,35...0,5
Обледенелая дорога	0,2...0,3	–
Дорога, покрытая снегом	0,2...0,4	–
Лед	0,08...0,2	–

При скольжении или буксовании в пятне контакта шины путь, проходимый колесом, будет больше или меньше, чем при отсутствии указанных явлений. Действительная скорость поступательного движения оси колеса

$$v_D = v_T \pm v_S,$$

где  $v_T$  – теоретическая скорость движения при отсутствии проскальзывания в пятне контакта шины;  $v_S$  – скорость относительного скольжения шины и опорной поверхности; «–» – для ведущего колеса; «+» – для ведомого или тормозящего колеса.

Скольжение в пятне контакта шины оценивается коэффициентом скольжения:

– при ведущем режиме

$$S_\delta = \frac{v_S}{v_T} = \frac{v_T - v_D}{v_T} = \frac{r_0 - r_k}{r_0},$$

где  $r_0$  – радиус качения колеса без скольжения в пятне контакта;

– при тормозном режиме

$$S = \frac{v_S}{v_D} = \frac{v_D - v_T}{v_D} = \frac{r_k - r_0}{r_k}.$$

При ведущем и тормозном режимах качения колеса при отсут-

ствии скольжения в пятне контакта коэффициент скольжения  $S=0$  ( $r_k = r_0$ ). При полном скольжении  $S=1$ . При ведущем режиме – это неподвижный автомобиль и буксующие ведущие колеса ( $r_k = 0$ ); при тормозном – движущиеся юзом колеса автомобиля (блокировка колеса  $r_k = \infty$ ).

Зависимость коэффициента сцепления колес  $\varphi$  от коэффициента скольжения  $S$  представлена на рис. 1.7.

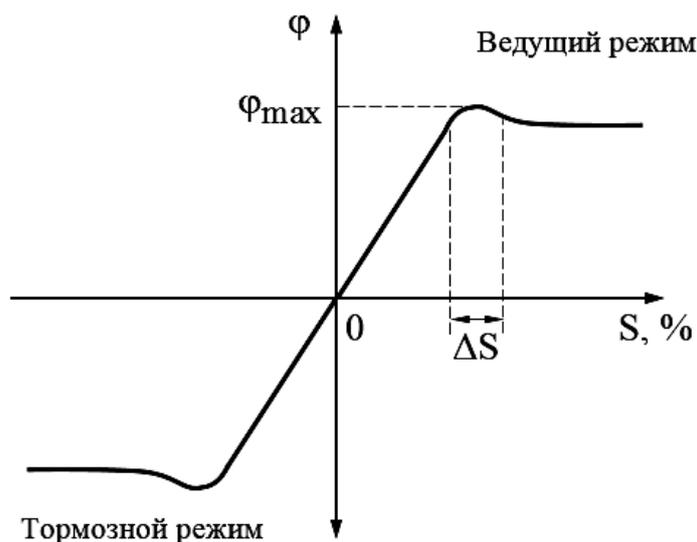


Рис. 1.7. Зависимость коэффициента сцепления колеса от коэффициента скольжения

Максимальное сцепление колеса с различными опорными поверхностями достигается в диапазоне  $S \approx 10...15\%$  коэффициента относительного проскальзывания в пятне контакта шины.

#### 1.4. Сопротивление качению колеса

Под действием нормальной нагрузки шина неподвижного колеса деформируется. Форма пятна контакта шины неподвижного колеса приблизительно имеет вид эллипса. Эпюра элементарных реакций опорной поверхности в пятне контакта симметрична относительно вертикальной линии, проходящей через центр колеса (рис. 1.8, а). Результирующая реакция  $R_z$  элементарных реакций поверхности располагается на этой вертикальной линии.

При движении колеса под действием силовых факторов происходит деформация шины как в вертикальном, так и тангенциальном направлениях. Вследствие этого результирующая реакция  $R_z$  смещается по ходу движения

колеса на величину  $a$  (рис. 1.8, б). Возникает момент результирующей реакции  $R_z$  относительно центра колеса  $O$ , препятствующий его движению. Этот момент называют моментом сопротивления качению колеса:

$$M_f = R_z \cdot a,$$

где  $a$  – коэффициент трения качения.

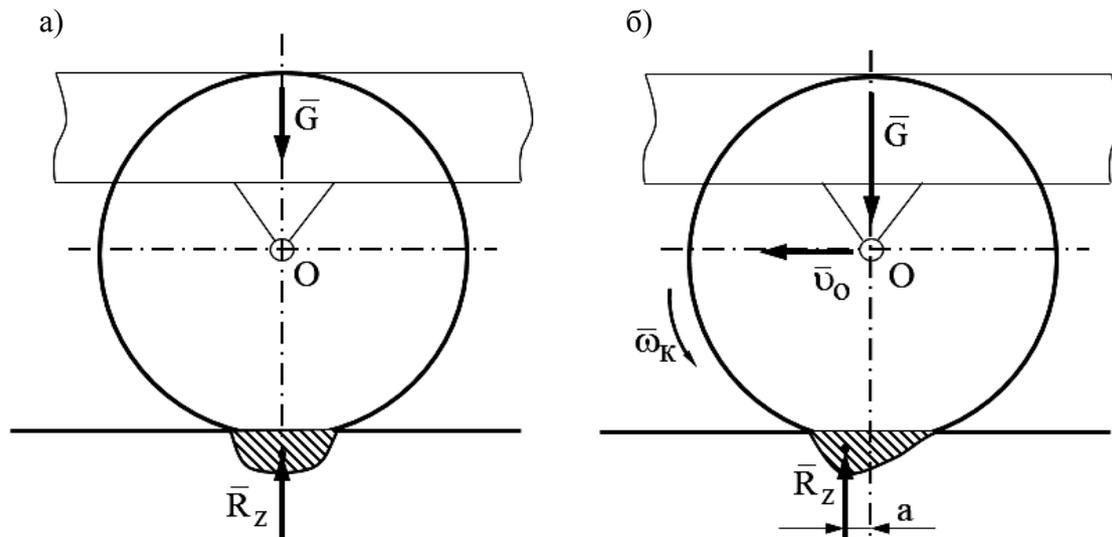


Рис. 1.8. Эпюра элементарных реакций опорной поверхности в пятне контакта шины: а – неподвижное колесо; б – движущееся колесо

На величину момента сопротивления качению колеса влияют тип, конструкция и серия шины, скорость движения автомобиля, давление воздуха в шине, нормальная нагрузка на колесо, температура окружающей среды и др.

## 1.5. Режимы качения колеса

**Качение ведомого колеса** по недеформируемой горизонтальной поверхности (рис. 1.9).

Ведомое колесо движется под действием силы  $R_p$ , передаваемой со стороны рамы автомобиля. Силу  $R_p$  разложим на две составляющие:

$$\bar{R}_p = \bar{G} + \bar{F}_x.$$

Вертикальная сила  $G$  – это нормальная нагрузка, передаваемая на ось от рамы автомобиля. Горизонтальная составляющая – сила  $F_x$  – явля-

ется толкающей силой, которая заставляет колесо направляться в сторону его движения. Вследствие неравномерного вращения колеса действует момент  $M_j$ . В пятне контакта шины с опорной поверхностью возникает сила реакции  $R$ :

$$\bar{R} = \bar{R}_x + \bar{R}_z,$$

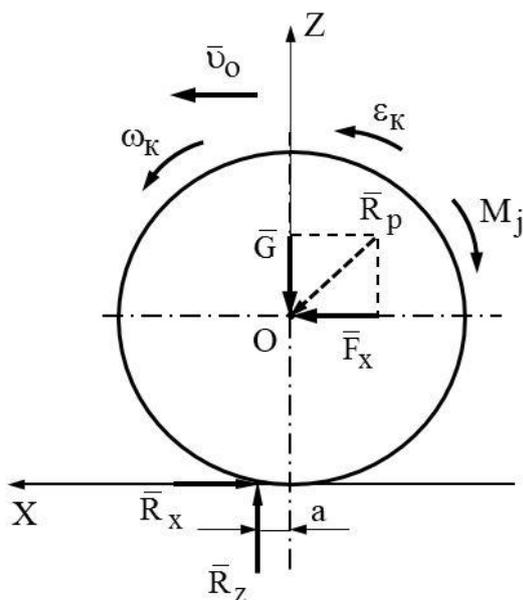


Рис. 1.9. Схема сил и моментов, действующих на ведомое колесо

где  $R_x$ ,  $R_z$  – горизонтальная и вертикальная составляющие силы  $R$ .

При неравномерном движении на автомобиль действует сила инерции  $F_j$ , которая преодолевается соответствующим изменением толкающей силы  $F_x$ , а момент  $M_j$  – некоторой частью горизонтальной составляющей равнодействующей реакции поверхности  $R_x$ .

Рассмотрим мощностной баланс ведомого колеса. Мощность, подводимая к колесу,

$$P_x = P_s + P_f + P_j. \quad (1.2)$$

Она расходуется на:

– трение в пятне контакта шины с опорной поверхностью и деформацию самой шины:

$$P_s = |R_x \cdot v_s| = |R_x \cdot \omega_k (r_k - r_o)|; \quad (1.3)$$

– сопротивление качению колеса:

$$P_f = M_f \cdot \omega_k = R_z \cdot a \cdot \omega_k; \quad (1.4)$$

– сопротивление ускоренному вращению колеса:

$$P_j = M_j \cdot \omega_k. \quad (1.5)$$

При равномерном движении и отсутствии скольжения в пятне контакта шины с опорной поверхностью ( $P_s = 0$ ,  $P_j = 0$ ), учитывая  $R_z = G$ , уравнение баланса мощностей ведомого колеса в развернутом виде

$$F_x \cdot r_o \cdot \omega_k = G \cdot a \cdot \omega_k.$$

Отношение толкающей силы  $F_x$  к вертикальной нагрузке  $G$  при равномерном качении колеса называют коэффициентом сопротивления качению:

$$f = \frac{F_x}{G} = \frac{a}{r_o}.$$

Тогда

$$F_x = G \cdot f = F_f.$$

Силу  $F_f$  называют силой сопротивления качению колеса и в расчеты она вводится условно. Сила сопротивления качению колеса численно равна силе, приложенной к оси колеса для того, чтобы обеспечить его равномерное качение.

Значение силы  $R_x$  в пятне контакта ограничено трением шины и поверхности:

$$R_x = F_x \leq \varphi \cdot G$$

или

$$f \leq \varphi,$$

где  $\varphi$  – коэффициент сцепления.

При выполнении этого условия ведомое колесо движется в режиме качения. В противном случае будет происходить юз колеса, т. е. его скольжение.

Коэффициент сопротивления качению зависит от конструкции шины, давления воздуха в ней, скорости движения автомобиля, нормальной нагрузки, состояния опорной поверхности. В инженерной практике коэффициент сопротивления качению шин выбирают по справочным таблицам (табл. 1.2).

Табл. 1.2. Значение коэффициента сопротивления качению [1]

Дорожное покрытие	f
Асфальтобетонное	0,013...0,020
Гравийное	0,04...0,07
Грунтовое сухое	0,025...0,035
влажное	0,05...0,15
Песчаное сухое	0,1...0,3
влажное	0,06...0,15
Снежное укатанное	0,07...0,10

**Качение ведущего колеса** происходит под действием крутящего момента  $M_K$  (рис. 1.10). При ускоренном движении автомобиля на колесо действует момент сопротивления ускоренному вращению колеса  $M_j$ . Со стороны рамы автомобиля на ось колеса воздействует реакция

$$\bar{R}_p = \bar{G} + \bar{F}_T,$$

где  $G$ ,  $F_T$  – вертикальная и горизонтальная составляющие реакции  $R_p$  соответственно.

При качении ведущего колеса под действием крутящего момента  $M_K$  на раму автомобиля передается сила, направленная в сторону его движения. Одновременно с этим на колесо действует противоположно направленная сила  $F_T$ . Силу, которая передается от колеса на раму автомобиля, называют силой тяги ведущего колеса ( $F_T = -F_X$ ) (см. рис. 1.10).

Равнодействующую реакцию грунта разложим на вертикальную  $R_Z$  и горизонтальную  $F_K$  составляющие. Отметим, что у ведомого колеса горизонтальная составляющая реакции поверхности направлена против его движения.

Уравнение мощностного баланса при качении ведущего колеса без скольжения в пятне контакта

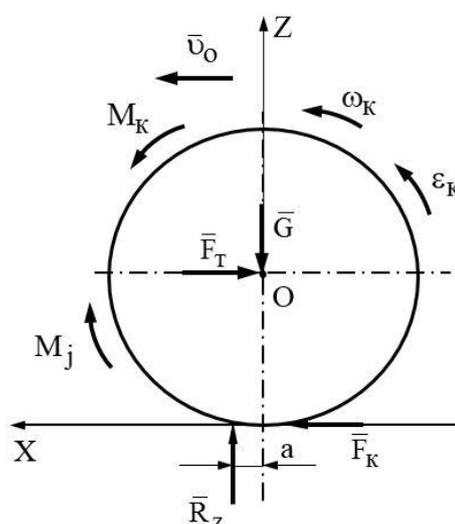


Рис. 1.10. Силы и моменты, действующие на ведущее колесо

$$M_k \cdot \omega_k = F_T \cdot r_k \cdot \omega_k + M_f \cdot \omega_k + M_j \cdot \omega_k. \quad (1.6)$$

Разделив члены на величину  $r_k \cdot \omega_k$ , получим

$$F_k = F_T + F_f + F_j, \quad (1.7)$$

где  $F_k$  – окружная сила;  $F_j$  – сила инерции.

Сила тяги

$$F_T = F_k - F_f - F_j. \quad (1.8)$$

Таким образом, сила тяги ведущего колеса равна окружной силе за вычетом силы сопротивления качению и силы сопротивления ускоренному движению колеса.

При равномерном движении автомобиля максимально реализуемый ведущим колесом крутящий момент по сцеплению

$$M_{k \max} = (\varphi + f)G \cdot r_0.$$

Мощность, подводимая от ведущих колес к раме автомобиля, всегда меньше мощности, подводимой к колесам. Это связано с потерями энергии на качение и буксование ведущего колеса. Определим коэффициент полезного действия (КПД) ведущего колеса:

$$\eta_k = \frac{P_T}{P_k},$$

где  $P_T$  – мощность, передаваемая колесом раме;  $P_k$  – мощность, подводимая к колесу.

При равномерном движении

$$\eta_k = \frac{F_T \cdot r_k \cdot \omega_k}{F_k \cdot r_0 \cdot \omega_k} = \frac{F_T r_k}{F_k r_0},$$

где  $\omega_k$  – угловая скорость вращения колеса;  $r_0$  – радиус качения колеса без скольжения в пятне контакта.



Отношение  $F_T/F_K$  рассматриваем как КПД, учитывающий потери на качение колеса  $\eta_f$ , а отношение  $r_k/r_o$  – КПД, учитывающий потери на буксование  $\eta_\delta$ . Тогда КПД ведущего колеса

$$\eta_k = \eta_f \cdot \eta_\delta. \quad (1.9)$$

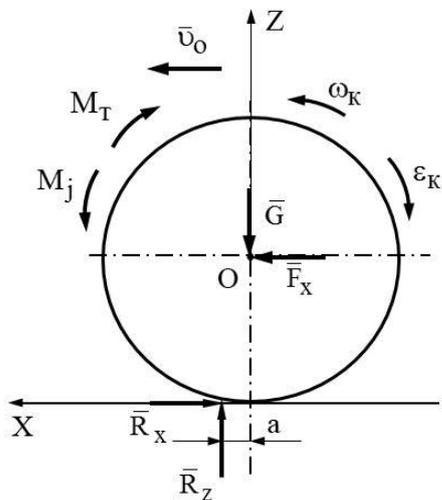


Рис. 1.11. Силы и моменты, действующие на тормозящее колесо

**Тормозной режим качения колеса** (рис. 1.11). Сила  $F_x$ , действующая со стороны рамы автомобиля, является для тормозящего колеса движущей. Момент  $M_T$ , создаваемый тормозным механизмом, направлен противоположно вращению колеса. При торможении колесо вращается с замедлением  $\epsilon_k$ . Учитывая, что мощность к тормозящему колесу подводится через силу  $F_x$  и момент  $M_j$ ,

уравнение мощностного баланса имеет вид:

$$F_x \cdot r_o \cdot \omega_k + M_j \cdot \omega_k = M_T \cdot \omega_k + M_f \cdot \omega_k. \quad (1.10)$$

Поскольку реакция  $R_x$  ограничена сцеплением колеса с поверхностью, реализуемый максимальный тормозной момент с достаточной степенью точности для инженерных расчетов определяют по формуле

$$M_{T \max} = \varphi \cdot G \cdot r_o.$$

## 1.6. Аквапланирование автомобильного колеса

Сцепление шины автомобильного колеса с опорной поверхностью зависит от наличия влаги на поверхности (рис. 1.12). На участке а–б колесо движется по сухому асфальту. В начале слабого дождя (точка б) на асфальте появляется тонкий слой, состоящий из смоченной пыли. По мере увлажнения этого слоя коэффициент сцепления резко снижается (отрезок б–в). С увеличением уровня воды на асфальте смоченная пыль начинает смываться дождем. Асфальт очищается от смоченной пыли, грязи,

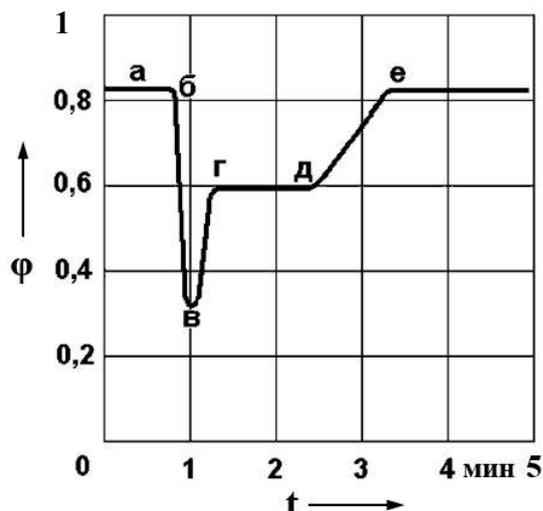


Рис. 1.12. Изменение коэффициента сцепления в зависимости от увлажнения асфальта [12]

коэффициент сцепления возрастает (отрезок в–г) и при дожде остается без изменения (отрезок г–д). По окончании дождя по мере высыхания асфальта коэффициент сцепления начинает возрастать (отрезок д–е).

Аквапланирование автомобильного колеса – это «всплывание» шины, движущейся с большой скоростью по водной поверхности. Например, движение автомобиля с высокой скоростью по асфальту в сильный дождь или по лужам на асфальте. Данное явление

опасно из-за потери непосредственного контакта шины с асфальтом. Схема возникновения аквапланирования автомобильного колеса представлена на рис. 1.13 (фирма Dunlop).

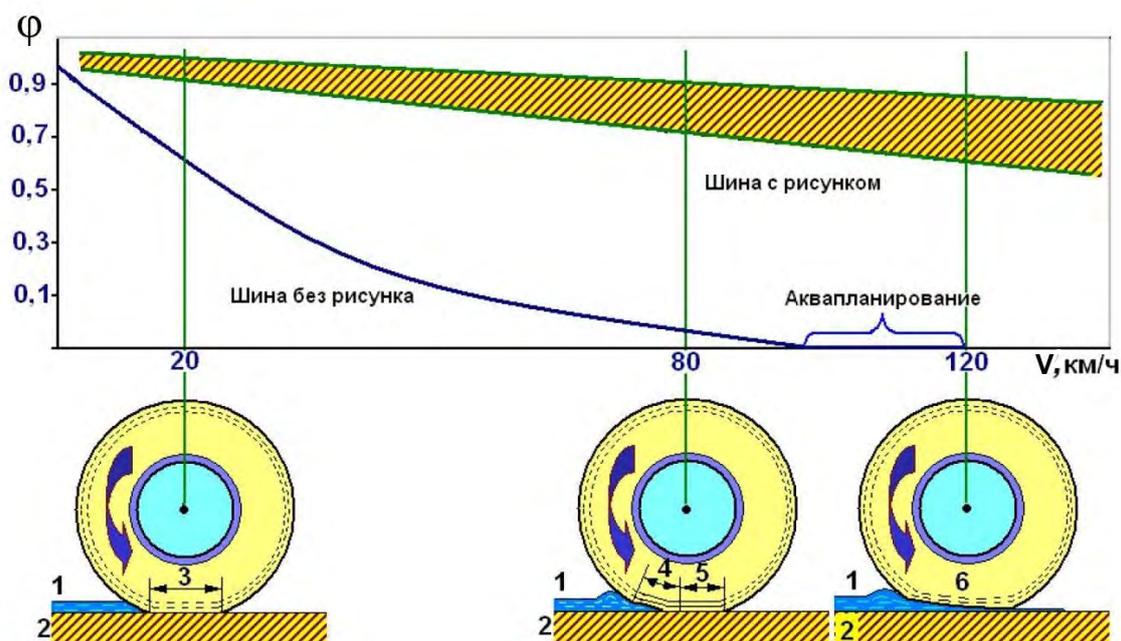


Рис. 1.13. Аквапланирование колеса [12]

На рисунке показано, что при скорости автомобиля 100 км/ч коэффициент сцепления  $\varphi = 0,01$ . При наличии на колесах гладких шин происходит аквапланирование. Силовой контакт шины с асфальтом отсутству-

ет. Торможение автомобиля в этом случае приводит к полной потере управляемости им. Автомобиль движется только в заданном направлении. Управление невозможно, т. к. скользящая по водной поверхности шина не воспринимает боковые силы. Автомобиль при этом легко смещается в сторону под действием внешних сил: наклона дороги, бокового ветра.

Критическую скорость автомобиля по условию аквапланирования колеса при движении по ровной дороге с толщиной водной пленки 15 мм можно определить по эмпирической формуле [12]

$$v_a = 63\sqrt{10p_{\text{ш}}},$$

где  $p_{\text{ш}}$  – давление в шине, МПа.

Для колеса передней оси при  $p_{\text{ш}} = 0,18$  МПа критическая скорость  $v_a = 85$  км/ч, а при  $p_{\text{ш}} = 0,14$  МПа  $v_a = 75$  км/ч.

Аквапланированию колеса препятствует рисунок протектора шины. Например, фирма Goodyear для отвода воды из зоны контакта шины применяет технологию Eagle. Другие производители называют ее Venture. Продольных и поперечных канавок шины по этой технологии нет. Их роль выполняют v-образные канавки, по которым вода удаляется из пятна контакта. Других канавок на протекторе нет. Поэтому жесткость протектора повышается в поперечном и продольном направлениях. В то же время рисунок протектора обладает едва заметной асимметрией. Это позволяет уйти от резонансных частот вращения колеса, которые наблюдаются у симметричных шин, когда при определенной частоте вращения колесо «бьет», передавая вибрацию на руль.

Аквапланирование определяется удельным давлением в пятне контакта и давлением воздуха в шине, а также серией шины. В связи с этим узкие шины имеют меньшую склонность к аквапланированию, чем широкие низкого профиля. Установлено, что при износе протектора на 50 % увеличивается склонность к аквапланированию.

---

### ***Как Вы считаете:***

1. Можно ли увеличить коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью, не применяя дополнительные средства?

2. У какой из шин (широкой или узкой) коэффициент трения качения меньше? Почему?

3. Как изменяется величина коэффициента сопротивления качению при увеличении радиуса пневмошины и повышении ее эластичности?

4. Какое влияние на радиус качения колеса оказывают приложенные к нему крутящий и тормозной моменты?

5. При каких условиях наступает аквапланирование тормозящего колеса?

### *Задачи*

**Задача 1.** Колесо (шина 185/70 R14) движется по грунтовой дороге под действием подведенного от трансмиссии крутящего момента  $M_k = 71 \text{ Н}\cdot\text{м}$ . Известна сила сопротивления качению колеса  $F_f = 230 \text{ Н}$ . Определите режим качения колеса.

### *Решение*

1. Определим радиус качения колеса по условному обозначению шины (см. рис. 1.1).

Запишем условное обозначение шины в ее геометрических параметрах: шина  $B/\left(\frac{H}{B}\right) R_d$ , где  $B$ ,  $H$  – ширина и высота шины соответственно, мм;  $R$  – буква, которая обозначает радиальную шину;  $d$  – посадочный диаметр, дюйм;  $(H/B)$  – в процентах.

Для данной шины  $B = 185 \text{ мм}$ ,  $(H/B) = 70 \%$ ,  $d = 14''$ .

Радиус качения заданной шины

$$r_0 = d/2 + H.$$

Учтем, что

$$\frac{H}{B} = 70 \% \text{ или } H = 0,7B.$$

Тогда радиус качения шины

$$r_0 = (14 \cdot 25,4)/2 + 185 \cdot 0,7 = 307,3 \text{ мм}.$$

2. Определим касательную силу в пятне контакта ведущего колеса:

$$F_k = \frac{M_k}{r_0} = 71/0,31 = 229 \text{ Н.}$$

3. Определим горизонтальную реакцию дороги, действующей на колесо:

$$F_x = F_k - F_f = 229 - 230 = -1 \text{ Н.}$$

*Ответ:* режим качения колеса нейтральный, т. к.  $F_x \approx 0$ .

**Задача 2.** Колесо движется по горизонтальной опорной поверхности под действием горизонтальной силы  $F = 5 \text{ Н}$ , приложенной в его центре. Масса колеса  $m = 18,5 \text{ кг}$ , радиус качения  $r_0 = 0,31 \text{ м}$ . Определите коэффициент трения качения  $a$ .

*Ответ:*  $a = 0,008$  м.

**Задача 3.** Ведущее колесо движется прямолинейно по горизонтальной опорной поверхности. Известны: радиус инерции колеса относительно оси вращения  $\rho$ ; коэффициент сцепления колеса с поверхностью  $\varphi$ ; коэффициент трения качения  $a$ . Какой крутящий момент необходимо приложить к колесу, чтобы в пятне контакта не было скольжения?

$$\text{Ответ: } M_k \leq \left( \varphi \frac{r_0^2 + \rho^2}{r_0} + a \right) m \cdot g.$$

**Задача 4.** Колесо перемещается по опорной поверхности со скоростью центра  $v_0 = 9 \text{ м/с}$ . Радиус качения  $r_0 = 0,31 \text{ м}$ . Буксование в пятне контакта  $S_\delta = 7 \%$ . Определите угловую скорость ведущего колеса.

*Ответ:*  $\omega = 31,25 \text{ с}^{-1}$ .

**Задача 5.** Ведомое колесо движется по горизонтальной опорной поверхности со скоростью центра  $v_0 = 9 \text{ м/с}$ . Скольжение в пятне контакта шины  $S_\delta = 0,7 \%$ . Определите абсолютную скорость точки **В** в момент, когда точка находится впереди центра колеса на одной горизонтали с ним ( $OB = r_c = 0,31 \text{ м}$ ).

*Ответ:*  $v_B = 14,09 \text{ м/с}$ .

**Задача 6.** Ведущее колесо движется по горизонтальной ровной опорной поверхности. К нему приложен крутящий момент  $M_k = \frac{7}{3} m \cdot g \cdot \varphi \cdot r_0$ . Известны:  $m$  – масса колеса;  $\varphi$  – коэффициент сцепления;  $r_0$  – радиус качения. Коэффициент трения качения  $a = 0$ . Масса колеса равномерно распределена по ободу. В начальный момент времени  $t = 0$  скорость центра колеса  $v_0 = 0$ . Определите скорость скольжения  $v_s$  в пятне контакта шины.

*Ответ:*  $v_s = \frac{1}{3} g \cdot \varphi \cdot t$ .

## 2. ТЯГОВО-СКОРОСТНЫЕ СВОЙСТВА И ТОПЛИВНАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

### 2.1. Оценочные показатели тягово-скоростных свойств

Тягово-скоростные свойства автомобиля характеризуют его способность осуществлять с предельной интенсивностью разгон, выполнять транспортную работу в широком диапазоне изменения скоростей движения, преодолевать максимальные подъемы дороги. Эти свойства определяются техническими показателями двигателя и сцеплением ведущих колес с опорной поверхностью.

Нормируемыми оценочными показателями тягово-скоростных свойств автомобиля являются:

- максимальная скорость автомобиля на горизонтальном участке с сухим ровным покрытием;
- подъем, преодолеваемый автомобилем при трогании с места и при движении.

Например, автомобиль с полной массой 3,5 т и более должен иметь максимальную скорость движения не менее 95 км/ч. Одиночный автомобиль с полной массой при движении на низшей передаче по сухому твердому и ровному покрытию должен преодолевать максимальный подъем не менее 25 %.

В случае использования автомобиля в типовых условиях эксплуатации обобщенным показателем его тягово-скоростных свойств служит средняя скорость движения. Она определяется дорожными условиями и режимами движения автомобиля. Различают установившийся и неустановившийся режимы движения. При установившемся режиме движения изменения скорости малы относительно средней скорости движения на некотором участке пути. Этот режим движения автомобиля рассматривают чаще как условный. На дорогах всегда имеются изменения сопротивления движению: подъемы, спуски, неровности и т. д. На низших передачах такой режим отсутствует. Если изменения скорости значительны относительно средней скорости движения, то такой режим называется неустановившимся. В общем случае режим движения автомобиля состоит из:

- неустановившегося режима – разгон с места с переключением передач до конечной скорости разгона;
- установившегося режима – движение со средней скоростью, равной конечной скорости разгона;

– неустановившегося режима – замедление движения автомобиля от установившейся скорости до некоторой конечной скорости торможения и торможение до скорости, равной нулю.

## 2.2. Силы, действующие на автомобиль при его движении

Рассмотрим общий случай движения автомобиля на подъем с ускорением (рис. 2.1). Принимаем следующие допущения: центр тяжести (точка С) расположен в продольной плоскости симметрии автомобиля; сцепление колес с опорной поверхностью одинаковое, поэтому пространственная конструкция представлена плоской моделью автомобиля.

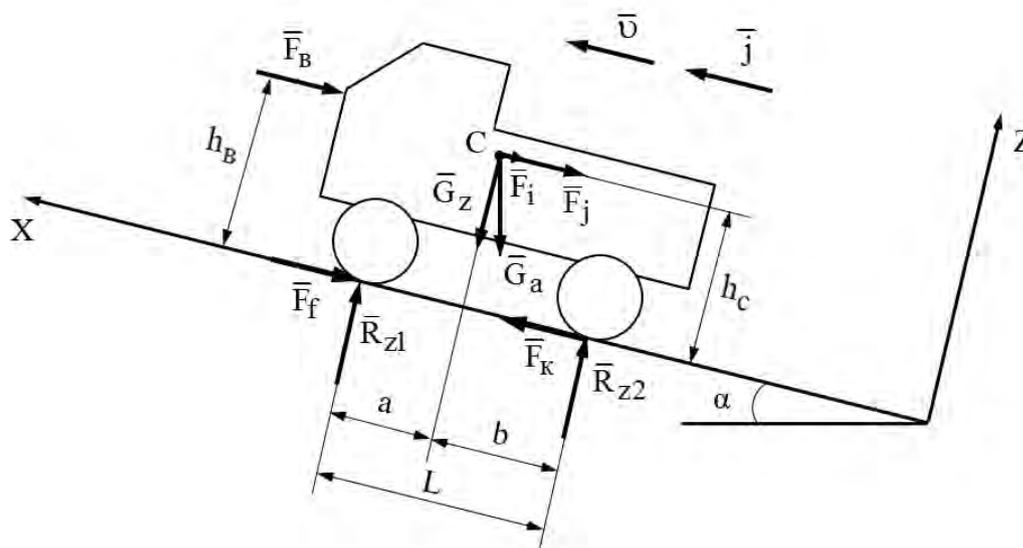


Рис. 2.1. Расчетная схема движения автомобиля

Силы, действующие на автомобиль во время движения, разделяют на: движущие; силы сопротивления движению; нормальные к направлению движения.

К движущим силам относятся окружная сила  $F_k$  на ведущих колесах (возникает от крутящих моментов, подведенных к ведущим колесам от трансмиссии автомобиля) и продольная составляющая веса автомобиля  $F_i$  при движении под уклон. Движущие силы совершают полезную работу.

Силы сопротивления движению автомобиля – сила сопротивления воздуха  $F_B$ ; сила сопротивления качению колес  $F_f$ ; сила сопротивления, препятствующая ускоренному движению автомобиля,  $F_j$ ; продольная составляющая веса автомобиля  $F_i$  при движении на подъем. Они совершают

работу сопротивления.

Силы, нормально расположенные к направлению движения автомобиля, непосредственно работу не совершают, однако оказывают значительное влияние на показатели движения автомобиля. Это нормальные реакции  $R_{z1}$ ,  $R_{z2}$  и нормальная составляющая силы тяжести  $G_z$ .

### 2.3. Мощность и крутящий момент, подводимые к ведущим колесам

Источником энергии, необходимой для движения автомобиля, является двигатель. На автомобилях применяют двигатели внутреннего сгорания: бензиновые или дизельные. Мощность двигателя  $P_e$  зависит от крутящего момента на коленчатом валу  $M_e$  и угловой скорости вращения коленчатого вала  $\omega_e$  (частота вращения  $n_e$ ). Мощность  $P_e$  изменяется в

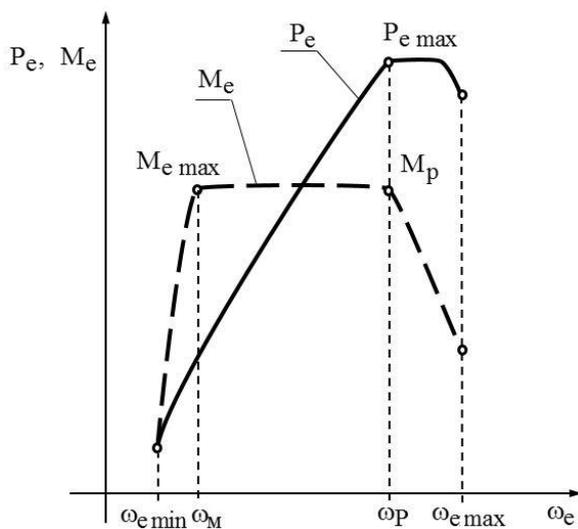


Рис. 2.2. Внешняя скоростная характеристика двигателя с электронным управлением подачи топлива

зависимости от количества топлива, подаваемого в двигатель. Оценку функциональных качеств параметров двигателя производят по его скоростной характеристике, на которой представляются кривые изменения эффективной мощности и крутящего момента на коленчатом валу двигателя в зависимости от его угловой скорости при установившемся режиме работы двигателя (рис. 2.2). Характеристика, полученная при полной подаче топлива, называется внешней скоростной, а при неполной —

частичной скоростной.

Двигатель имеет одну внешнюю скоростную характеристику и множество частичных. Значения мощности и крутящего момента на частичных характеристиках меньше, чем на внешней скоростной, однако их изменения аналогичны.

Мощность и крутящий момент двигателя на внешней скоростной характеристике обозначим  $P_e$  и  $M_e$ , а на частичной —  $P_d$  и  $M_d$  соответственно.

Скоростные характеристики двигателя определяют на тормозных стендах, где создают нагрузку и фиксируют крутящий момент и угловую

скорость вращения коленчатого вала. Тормозной момент дискретно изменяют и при достижении установившегося режима ( $\omega_d = \text{const}$ ) фиксируют крутящий момент  $M_d$ . Мощность двигателя вычисляют по формуле

$$P_d = M_d \cdot \omega_d.$$

Важнейшие параметры внешней скоростной характеристики двигателя (см. рис. 2.2):  $P_{e \max}$  – максимальная мощность;  $M_{e \max}$  – максимальный крутящий момент;  $M_p$  – крутящий момент при максимальной мощности (номинальный момент);  $\omega_p$  – угловая скорость коленчатого вала при максимальной мощности;  $\omega_M$  – минимальная угловая скорость вращения коленчатого вала при максимальном крутящем моменте;  $\omega_{e \min}$ ,  $\omega_{e \max}$  – минимальная и максимальная угловые скорости коленчатого вала двигателя соответственно; коэффициент приспособляемости по моменту

$$k_M = \frac{M_{e \max}}{M_p};$$

коэффициент приспособляемости по угловой скорости

$$k_\omega = \frac{\omega_p}{\omega_M}.$$

Для двигателей без электронных систем управления коэффициенты приспособляемости: для карбюраторных –  $k_M = 1,12 \dots 1,53$ ,  $k_\omega = 1,5 \dots 2,5$ ; для дизельных –  $k_M = 1,1 \dots 1,5$ ,  $k_\omega = 1,45 \dots 2$ .

У современных двигателей с электронным управлением подачи топлива постоянная мощность в широком диапазоне изменения угловой скорости вращения коленчатого вала обеспечивается применением компрессоров и турбин во впускном коллекторе, изменением степени сжатия в камерах сгорания и т. д. При средних значениях угловой скорости вращения коленчатого вала имеется значительный участок характеристики с постоянным максимальным крутящим моментом.

Для построения внешней скоростной характеристики двигателя без указанных усовершенствований в тяговых расчетах автомобиля используют формулу С. Р. Лейдермана

$$P_e = P_e \max \left[ a \left( \frac{\omega_d}{\omega_p} \right) + b \left( \frac{\omega_d}{\omega_p} \right)^2 - c \left( \frac{\omega_d}{\omega_p} \right)^3 \right], \quad (2.1)$$

где  $a$ ,  $b$ ,  $c$  – коэффициенты, зависящие от типа и особенностей рабочего процесса двигателя;  $P_e$ ,  $\omega_d$  – текущие значения мощности двигателя и угловой скорости вращения коленчатого вала соответственно.

При передаче мощности двигателя к ведущим колесам происходит потеря ее части на преодоление сил трения (трение в зубчатых зацеплениях, подшипниках, потери при перемешивании и разбрызгивании масла шестернями и т. д.) и гидравлические потери в механизмах трансмиссии (рис. 2.3). На неустановившихся режимах движения автомобиля, переходных режимах (переключение передач, кратковременное преодоление сопротивлений движению) возникают дополнительные потери. Потери в трансмиссии оцениваются ее коэффициентом полезного действия

$$\eta_{\text{тр}} = \frac{P_k}{P_d},$$

где  $P_k$ ,  $P_d$  – мощность на ведущих колесах и мощность двигателя соответственно.

Мощность, подводимая к ведущим колесам (см. рис. 2.3),

$$P_k = P_d \cdot \eta_{\text{тр}}.$$

КПД трансмиссии

$$\eta_{\text{тр}} = \eta_{\text{кпп}} \cdot \eta_{\text{кв}} \cdot \eta_{\text{гп}},$$

где  $\eta_{\text{кпп}}$ ,  $\eta_{\text{кв}}$ ,  $\eta_{\text{гп}}$  – КПД коробки перемены передач, карданного вала и главной передачи соответственно.

Крутящий момент, передаваемый трансмиссией ведущим колесам при неустановившемся режиме движения,

$$M_k = M_d \left( 1 - \gamma_e \frac{d\omega_d}{dt} - \frac{I_M}{M_d} \frac{d\omega_d}{dt} \right) u_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{тр}}, \quad (2.2)$$

где  $\gamma_e$  – коэффициент,  $\gamma_e = 0,001 \dots 0,002$ ;  $I_M$  – момент инерции маховика и деталей, связанных с ним;  $u_{тр}$  – передаточное число трансмиссии,

$$u_{тр} = u_{кпп} \cdot u_{гп},$$

где  $u_{кпп}$ ,  $u_{гп}$  – передаточное число коробки передач и главной передачи соответственно.

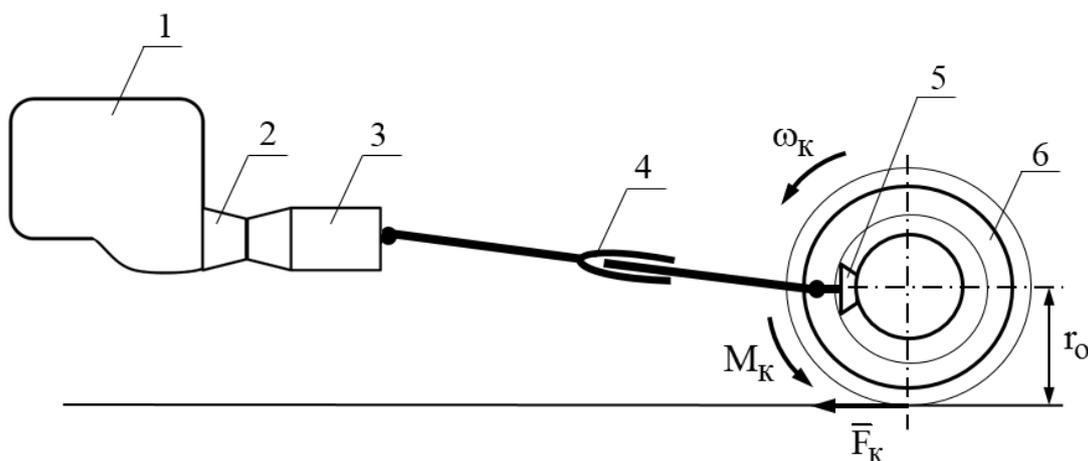


Рис. 2.3. Схема трансмиссии автомобиля: 1 – двигатель; 2 – сцепление; 3 – коробка перемены передач; 4 – карданный вал; 5 – главная передача; 6 – ведущее колесо

Если режим движения автомобиля установившийся, то

$$M_K = M_D \cdot u_{тр} \cdot \eta_{тр}.$$

Окружная сила на ведущих колесах в этом случае определяется по формуле

$$F_K = \frac{M_D \cdot u_{тр} \cdot \eta_{тр}}{r_0}. \quad (2.3)$$

При неустановившемся режиме движения окружная сила

$$F_K = \frac{M_D \cdot u_{тр} \cdot \eta_{тр}}{r_0} - (\gamma_e \cdot M_D + I_M) \frac{u_{тр} \cdot \eta_{тр}}{r_0} \frac{d\omega_D}{dt} - \sum_{i=1}^n \frac{I_K}{r_0} \frac{d\omega_K}{dt}, \quad (2.4)$$

где  $n$  – число ведущих колес;  $I_K$  – момент инерции ведущего колеса.

Окружная сила ограничивается сцеплением ведущих колес с опорной поверхностью:

$$F_k \leq R_z \cdot \varphi,$$

где  $R_z$  – нормальная реакция опорной поверхности ведущих колес.

## 2.4. Силы сопротивления движению автомобиля

Рассмотрим силы сопротивления, действующие на автомобиль с задними ведущими колесами в случае его ускоренного движения на подъем (см. рис. 2.1).

**Сила сопротивления воздуха** или **аэродинамическое сопротивление**. Обтекание автомобиля воздушными потоками при его движении носит сложный характер. Основной составляющей силы сопротивления воздуха является лобовое сопротивление. Оно появляется потому, что при движении впереди автомобиля возникает избыточное давление воздуха, а сзади – пониженное. Чем больше разница этих давлений, тем больше сила лобового сопротивления. В свою очередь, эта разница давлений определяется формой и размерами автомобиля, скоростью движения. По данным научных источников, сопротивление, обусловленное формой транспортного средства, в общем балансе сил сопротивления воздуха для легковых автомобилей и магистральных автопоездов составляет 60...70 %. Среди других составляющих аэродинамического сопротивления отметим сопротивление воздушного потока от прохождения его через радиатор и подкапотное пространство; сопротивление, создаваемое выступающими поверхностями кузова; сопротивление трения воздуха о поверхность кузова.

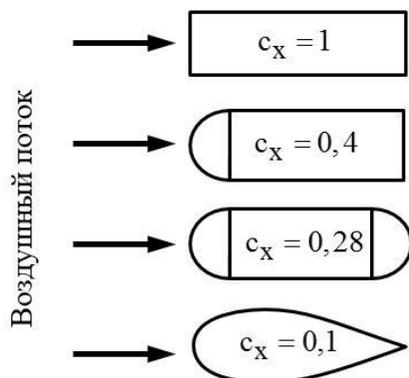


Рис. 2.4. Влияние объемной формы тела на коэффициент аэродинамического сопротивления

На рис. 2.4 показано влияние объемной формы тела на его аэродинамическое сопротивление, в частности коэффициента обтекаемости  $c_x$ .

Сила аэродинамического сопротивления приложена в центре парусности автомобиля. В общем случае центр парусности и центр масс автомобиля не совпадают.

Силу лобового сопротивления рассчитывают по формуле

$$F_B = c_x \cdot A \frac{\rho \cdot v_H^2}{2}, \quad (2.5)$$

где  $c_x$  – коэффициент аэродинамического сопротивления (обтекаемости);  $A$  – мидель автомобиля;  $\rho$  – плотность воздуха;  $v_H$  – скорость натекания воздушного потока на автомобиль.

Мидель – это площадь фронтальной проекции автомобиля или его наибольшего поперечного сечения.

Скорость натекания воздушного потока  $v_H$  зависит от скорости автомобиля  $v_a$ , направления и скорости ветра  $v_B$ .

При отсутствии ветра  $v_H = v_a$ . Если автомобиль движется против ветра, то  $v_H = v_a + v_B$ . Когда направление движения автомобиля совпадает с направлением ветра, то  $v_H = v_a - v_B$ .

Аэродинамические характеристики определяют, продувая автомобиль или его модель в аэродинамических трубах.

При испытаниях также измеряют динамический (скоростной) напор воздуха:

$$q = \frac{\rho \cdot v_H^2}{2}.$$

В расчетах обычно используют коэффициент сопротивления воздуха, который учитывает сопротивления, не зависящие непосредственно от формы автомобиля:

$$k_B = \frac{c_x \cdot \rho}{2}.$$

Для сравнительной оценки аэродинамических качеств автомобилей применяют величину произведения  $c_x \cdot A$ . Параметры для легкового автомобиля: меньше  $0,5 \text{ м}^2$  – отлично; меньше  $0,6 \text{ м}^2$  – хорошо; меньше  $0,7 \text{ м}^2$  – посредственно; меньше  $0,8 \text{ м}^2$  – плохо.

Лобовое сопротивление снижают за счет улучшения аэродинамических свойств транспортного средства: изменяют форму кузова, применяют обтекатели, используют лобовое стекло с наклоном и др. Аэродинамические свойства автопоезда зависят не только от формы его звеньев, но и от того, как взаимодействуют между собой воздушные потоки, обтекающие звенья.

**Сила сопротивления качению.** Сопротивление качению колес автомобиля обусловлено деформацией шин, деформацией опорной поверхности под шиной, проскальзыванием протектора шины относительно дороги. Деформация шины зависит от нагрузки на колесо, скорости движения автомобиля, профиля шины и давления воздуха в ней; деформация опорной поверхности – от состояния и качества верхнего слоя. Трение шины в пятне контакта связано с формой протектора, размером шины, величиной и характером ее деформации. Колеса автомобиля совершают движение в разных условиях по нагрузке, физико-механическому состоянию поверхности в пятне контакта шины. Общую силу сопротивления качению автомобиля определяют по формуле

$$F_f = f \cdot G_a \cdot \cos\alpha, \quad (2.6)$$

где  $f$  – средний коэффициент сопротивления качению;  $G_a$  – вес автомобиля;  $\alpha$  – угол подъема (уклона) опорной поверхности.

Сопротивление качению при скорости движения автомобиля до 50 км/ч изменяется несущественно и остается практически постоянным, а с повышением скорости начинает интенсивно увеличиваться. Это происходит в связи с возрастанием скорости деформации и колебанием шины.

Для определения коэффициента  $f$  в зависимости от скорости автомобиля  $v_a$  используется эмпирическая формула [13]

$$f = f_0 \left( 1 + \frac{v_a}{20000} \right),$$

где  $f_0$  – коэффициент сопротивления качению при движении с малой скоростью (табл. 2.1).

Табл. 2.1. Коэффициент сопротивления качению [14]

Тип дороги	$f_0$ при $v_a$	$f$ (среднее значение)
1	2	3
Асфальтобетонное и цементно-бетонное покрытия в отличном состоянии	0,012	0,012...0,018
в удовлетворительном состоянии	0,018	0,018...0,020
Бульжная мостовая	0,03	0,03...0,04
Гравийное шоссе	0,04	0,04...0,07

Окончание таблицы 2.1

1	2	3
Грунтовая дорога сухая укатанная после дождя	–	0,03...0,05
	–	0,05...0,15
Песок	–	0,10...0,30
Снег укатанный	–	0,07...0,10

Качение колеса по мягкому грунту вызывает уплотнение его частиц под колесом и смещение их в стороны по направлению движения. От типа и состояния грунта зависит коэффициент сопротивления грунта сжатию  $c_z$ , кг/см<sup>2</sup> (табл. 2.2).

Табл. 2.2. Значения коэффициента  $c_z$  [14]

Грунт	Относительная влажность грунта		
	0,5 (сухой)	0,5...1,9 (пластичный)	1,0 (текучий)
Песчаный	1,5...5,0	–	–
Супесчаный	10...15	2...6	0,5...1
Суглинистый	10...20	1...5	0,5...1
Гравийная смесь	–	5...10	–

Если величина  $c_z$  известна, то коэффициент сопротивления качению автомобильной шины по грунту определяют по эмпирической формуле

$$f = \frac{0,12}{c_z} + 0,05.$$

Снижение давления воздуха в шине приводит к уменьшению глубины колеи. Поэтому для шины можно найти такое давление, при котором коэффициент сопротивления качению будет иметь наименьшее значение для данного нагрузочного и скоростного режимов шины.

**Сила сопротивления подъему автомобиля** – составляющая силы тяжести, которая параллельна опорной поверхности и приложена в центре масс автомобиля:

$$F_i = G_a \cdot \sin\alpha,$$

где  $\alpha$  – угол уклона опорной поверхности.

В теории автомобиля уклон обозначают буквой  $i$  и задают в тысячных долях (промилле, ‰), или сотых долях (проценты, %), или значением тангенса угла наклона опорной поверхности. Так,

$$1 \text{ ‰} = \frac{1}{1000} = 0,1 \% = 0,001.$$

На практике уклоны автомобильной дороги невелики, поэтому принимают  $\sin \alpha \approx i$ . Тогда

$$F_i = G_a \cdot i.$$

Сила сопротивления качению и сила сопротивления подъему автомобиля зависят от его веса и коэффициентов  $f$  и  $i$ , которые характеризуют опорную поверхность. Сумма указанных сил сопротивления движению является общим сопротивлением опорной поверхности:

$$F_\psi = F_f + F_i = G_a \cdot f + G_a \cdot i = G_a \cdot \psi, \quad (2.7)$$

где  $\psi$  – коэффициент сопротивления дороги,  $\psi = f + i$ .

**Сила инерции** возникает при изменении скорости движения автомобиля и определяется по формуле

$$F_j = m_a \cdot j,$$

где  $m_a$  – масса автомобиля;  $j$  – ускорение (замедление) автомобиля.

Когда скорость автомобиля постоянна,  $F_j = 0$ . Инерционные силы, возникающие при изменении угловой скорости вращающихся масс автомобиля, учитываются путем некоторого увеличения массы его поступательного движения. Тогда приведенную силу инерции при неравномерном движении автомобиля определяют по формуле

$$F_j = m_a \cdot \delta_{вр} \cdot j, \quad (2.8)$$

где  $\delta_{вр}$  – коэффициент учета вращающихся масс.

Коэффициент учета вращающихся масс можно найти по эмпирическим зависимостям. Он показывает, во сколько раз приведенная сила



инерции вращающихся масс больше силы инерции поступательно движущейся массы автомобиля.

## 2.5. Нормальные реакции опорной поверхности

Силы, действующие на движущийся автомобиль, изменяются как по величине, так и по направлению. При этом силы взаимосвязаны. Например, связь нормальных реакций опорной поверхности колес с другими силами, действующими на автомобиль, находят из уравнений статического равновесия (рис. 2.5). Нормальные реакции оказывают существенное влияние на величину окружной силы, т. к.  $F_K = R_Z \cdot \varphi$ .

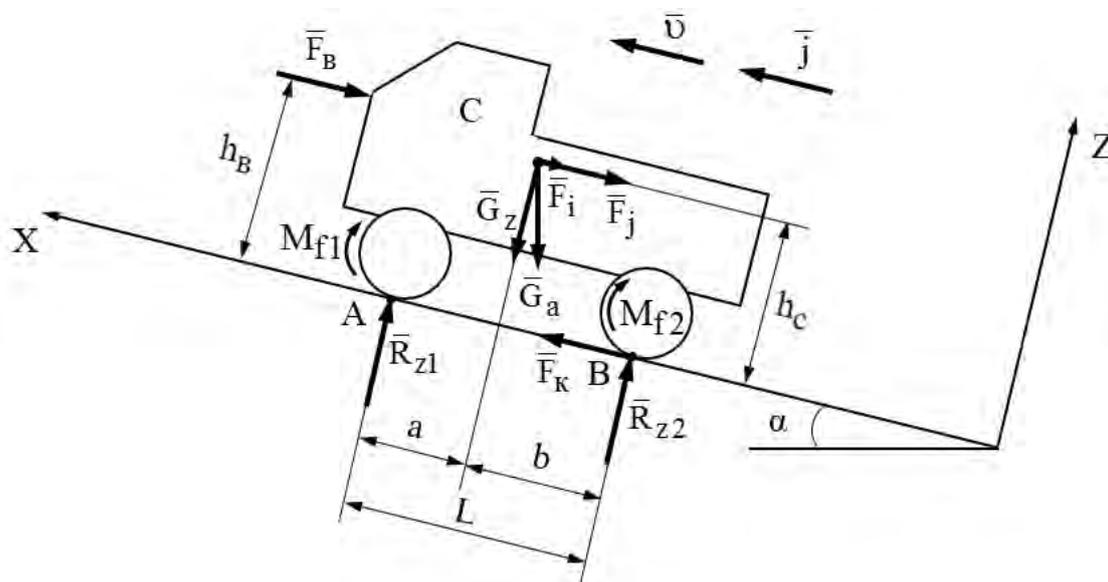


Рис. 2.5. Расчетная схема движения автомобиля

Кроме сил, к колесам приложены моменты  $M_{f1}$  от сил сопротивления качению.

Для определения нормальных реакций  $R_{z1}$  и  $R_{z2}$  составим уравнения моментов относительно точек А и В:

$$R_{z1} = \frac{1}{L} (G_a \cdot \cos\alpha \cdot b - F_B \cdot h_B - F_j \cdot h_c - M_{f1} - M_{f2});$$

$$R_{z2} = \frac{1}{L} (G_a \cdot \cos\alpha \cdot a + F_B \cdot h_B + F_j \cdot h_c + M_{f1} + M_{f2}).$$

В частном случае, если автомобиль неподвижен и стоит на гори-

зонтальной опорной поверхности, нормальные реакции

$$R_{z1} = G_1 = G_a \frac{b}{a+b}; \quad R_{z2} = G_2 = G_a \frac{a}{a+b},$$

где  $G_1, G_2$  – вес, приходящийся на переднюю и заднюю оси соответственно.

У движущегося автомобиля нормальные реакции изменяются с увеличением уклона опорной поверхности, интенсивности движения, высоты расположения центра масс. Отношение нормальных реакций при движении автомобиля к нормальным реакциям неподвижного автомобиля называют коэффициентом перераспределения нормальных реакций:

$$k_{R1} = \frac{R_{z1}}{G_1}; \quad k_{R2} = \frac{R_{z2}}{G_2}. \quad (2.9)$$

Характерные значения этих коэффициентов даны в табл. 2.3.

Табл. 2.3. Значения коэффициентов перераспределения реакций [1]

Условие движения	$k_{R1}$	$k_{R2}$
Разгон с максимальным ускорением	0,85...0,9	1,05...1,12
Преодоление предельных подъемов автомобилем:		
легковым	0,75...0,8	1,08...1,12
грузовым	0,85...0,9	1,05...1,1
повышенной проходимости	0,4...0,6	1,18...1,22
Торможение с максимальной интенсивностью	1,4...1,2	0,65...0,75
Торможение на спуске	1,4...1,6	0,45...0,55

При определении нормальных реакций многоосного автомобиля необходимо учитывать кинематику и характеристики подвески колес. Рассмотрим многоосный автомобиль с независимой подвеской колес (рис. 2.6).

Определим нормальные реакции по мостам автомобиля. Его рама представлена в виде балки, соверша-

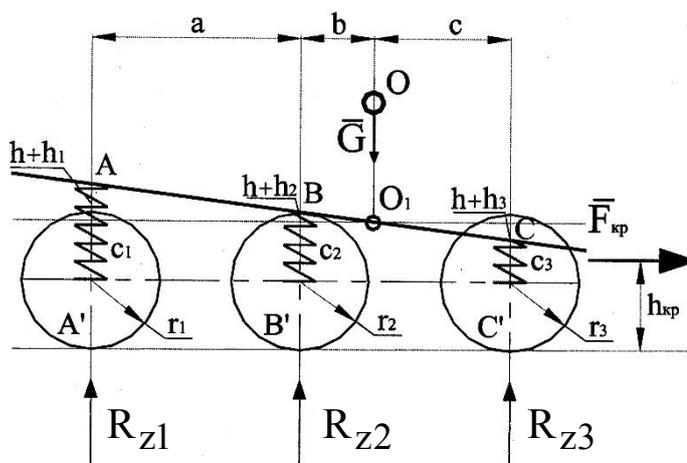


Рис. 2.6. Расчетная схема движения многоосной машины с крюковой нагрузкой

ющей плоскопараллельное движение. При таком движении поворот балки не зависит от выбора полюса. В качестве полюса выбираем точку  $O_1$  балки. Тогда  $h$  выражает деформации упругих связей мостов и грунта от поступательного перемещения балки. При этом для всех мостов деформации равны. Упругие деформации  $h_1, h_2, h_3$  – это связанные между собой перемещения, которые зависят от местоположения точек перемещений относительно полюса  $O_1$ .

Запишем следующее:

$$h_2 = \chi_2 \cdot h_1; \quad h_3 = \chi_3 \cdot h_1,$$

где  $\chi_2, \chi_3$  – коэффициенты связи.

Коэффициенты связи определяем из геометрических параметров балки:

$$\chi_1 = 1; \quad \chi_2 = \frac{b}{a+b}; \quad \chi_3 = \frac{c}{a+b}. \quad (2.10)$$

Суммарные деформации упругих связей мостов и грунта, учитывая уравнения (2.10), можно представить в виде

$$h_{1n} = h + h_1 = h + \chi_1 \cdot h_1;$$

$$h_{2n} = h + h_2 = h + \chi_2 \cdot h_1;$$

$$h_{3n} = h + h_3 = h + \chi_3 \cdot h_1.$$

Ограничимся линейными характеристиками упругих связей и линейными характеристиками опорной поверхности колес. Тогда нормальные реакции опорной поверхности колес

$$R_{z1} = c_1 (h + \chi_1 \cdot h_1);$$

$$R_{z2} = c_2 (h + \chi_2 \cdot h_1);$$

$$R_{z3} = c_3 (h + \chi_3 \cdot h_1),$$

где  $c_1, c_2, c_3$  – приведенные жесткости упругих связей мостов и грунта.

## 2.6. Уравнение тягового и мощностного баланса автомобиля

Тягово-скоростные свойства автомобиля можно оценить на стадии проектирования с помощью уравнения тягового баланса. Для этого рассмотрим общий случай движения автомобиля (см. рис. 2.1). Спроектируем все силы на ось  $X$ . Уравнение равновесия имеет вид:

$$F_K = F_f + F_i + F_B + F_j \quad (2.11)$$

и называется уравнением тягового баланса. Построим графическое изображение уравнения в координатах «сила – скорость» (рис. 2.7).

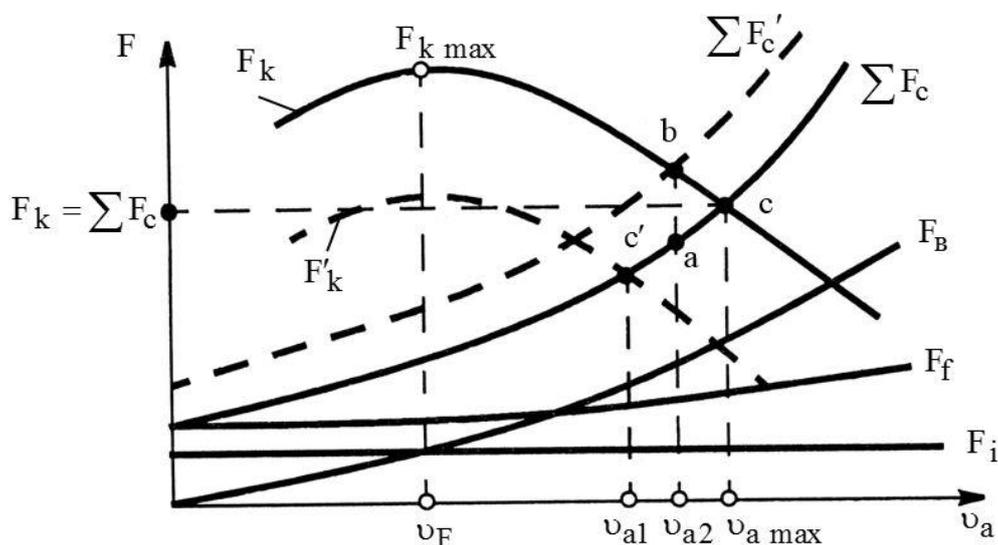


Рис. 2.7. График тягового баланса автомобиля

По оси ординат откладываем значение силы, а по оси абсцисс – скорость движения автомобиля. Получаем графические зависимости сил от скорости движения. Суммарная сила сопротивления

$$\Sigma F_C = F_f + F_i + F_B.$$

Окружная сила на ведущих колесах  $F_K$  изменяется в зависимости от скорости движения автомобиля, примерно как и момент двигателя на внешней скоростной характеристике.

Пусть автомобиль движется на некоторой передаче. В точке  $c$  пересечения линий  $F_K$  и  $\Sigma F_C$  окружная сила равна суммарной силе сопро-

тивления. В этом случае автомобиль движется равномерно со скоростью  $v_{a \max}$ , т. к. мощность на преодоление сил инерции  $P_j = 0$ . На данной передаче автомобиль не может двигаться с большей скоростью, поскольку  $\sum F_c > F_k$ , и с меньшей скоростью  $v_{a2}$ , т. к. появляется избыточная окружная сила на ведущих колесах (a–b), которая ускоряет его до  $v_{a \max}$ , преодолевая силу инерции

$$F_j = F_k - \sum F_c.$$

Чтобы двигаться со скоростью  $v_{a1}$  меньшей, чем  $v_{a \max}$ , водитель сокращает подачу топлива в двигатель. Окружная сила изменяется по кривой  $F'_k$ . Скорость  $v_{a1}$  будет на ординате точки  $c'$  пересечения кривых  $F'_k$  и  $\sum F_c$ . Точка максимума кривой  $F_{k \max}$  соответствует скорости  $v_F$ . При этой скорости автомобиль преодолевает максимальное сопротивление движению.

Уравнение мощностного баланса получим, умножая члены уравнения тягового баланса (2.11) на скорость движения автомобиля. При отсутствии скольжения в пятне контакта ведущих колес оно имеет вид:

$$P_k = P_f + P_i + P_j + P_v. \quad (2.12)$$

График мощностного баланса представлен на рис. 2.8. Кривые  $P_k$  отображают изменение мощности на ведущих колесах, а кривые  $P_c$  – суммарную мощность, затрачиваемую на преодоление сопротивления дороги и воздуха.

Мощность, которая затрачивается на разгон автомобиля в заданных дорожных условиях,

$$P_j = P_k - P_c.$$

Чем выше передача, тем меньше величина этой разности (см. рис. 2.8).

Если сравнить разность на III и IV передачах при данных дорожных условиях, то  $ac > ab$ . Значит, на низших передачах разгон автомобиля проис-

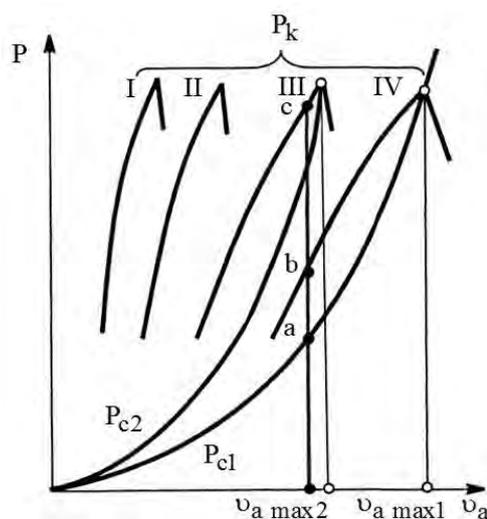


Рис. 2.8. График мощностного баланса автомобиля

ходит более интенсивно. Необходимо отметить, что с увеличением дорожного сопротивления на всех передачах разность  $P_k - P_c$  будет меньше, чем на дорогах с меньшим сопротивлением. Следовательно, в тяжелых дорожных условиях разгон будет менее интенсивным.

Общую оценку тягово-скоростных свойств автомобилей в литературе рекомендуют проводить по безразмерному параметру – динамическому фактору  $D$ :

$$D = \frac{F_k - F_B}{G_a}.$$

Данный параметр имеет ряд недостатков. Динамический фактор автомобиля невозможно определить экспериментально, поскольку он является формальной величиной. В системе измерения единиц СГС (сантиметр-грамм-секунда) динамический фактор равен ускорению автомобиля. Если принять ускорение свободного падения равным единице, то вес и масса объекта в этой системе будут описываться одним числом.

Максимальный динамический фактор

$$D_{\max} = i_{\max} + f.$$

Из выражения следует, что для повышения динамического фактора и скоростных свойств автомобиля необходимо увеличить коэффициент сопротивления качению шины. Это не соответствует практике. На недостатки параметра  $D$  указывали в свое время ученые В. А. Петрушов, Ю. В. Пирковский и др. В странах дальнего зарубежья параметром «динамический фактор» для оценки тягово-скоростных свойств автомобиля не пользуются.

## 2.7. Экспериментальное определение тягово-скоростных свойств автомобиля

Показатели тягово-скоростных свойств автомобиля и методы их определения нормируют соответствующие документы: Правила ЕЭК ООН № 68, ГОСТ 22576-90 *Автотранспортные средства. Скоростные свойства. Методы испытаний*. Каждый показатель оценивает какое-либо свойство автомобиля в заданных эксплуатационных условиях. Технический уровень автомобиля определяется их совокупностью.

Если выбирают автомобиль для заданного назначения, то применяют обычно следующие показатели:

- максимальную скорость;
- условную максимальную скорость;
- время разгона на участке пути 400 и 1000 м;
- время разгона до заданной скорости;
- время разгона на передаче, обеспечивающей максимальную скорость;
- максимальный преодолеваемый уклон.

Для оценки тягово-скоростных свойств автомобиля испытания проводят при определенных условиях. Температура воздуха должна быть  $-5 \dots +25$  °С, скорость ветра – не более 3 м/с. Опорная поверхность – горизонтальная, с твердым покрытием. Уклоны поверхности должны быть не более 0,5 % и должны быть более 50 м. Испытания автомобиля проводят при номинальной нагрузке на прямолинейных отрезках пути.

**Максимальная скорость** движения автомобиля (автопоезда) – максимальная скорость при прямолинейном движении на мерном участке дороги длиной 1 км. Перед мерным участком автомобиль должен двигаться с установившейся скоростью.

Приемистость автомобиля – способность быстро увеличивать скорость движения – характеризуется временем разгона на участках пути 400 и 1000 м, временем разгона до заданной скорости, скоростной характеристикой «разгон – выбег» и др.

Скоростная характеристика «разгон – выбег» – это зависимость скорости движения от пути и времени разгона автомобиля с места и выбега до остановки:

$$v = f(s), \quad v = f(t) \quad (\text{рис. 2.9}).$$

Разгон автомобиля проводится до наибольшей скорости на пути 2000 м. Максимальная скорость достигается на высшей передаче при полной подаче топлива. Затем передача выключается и автомобиль на

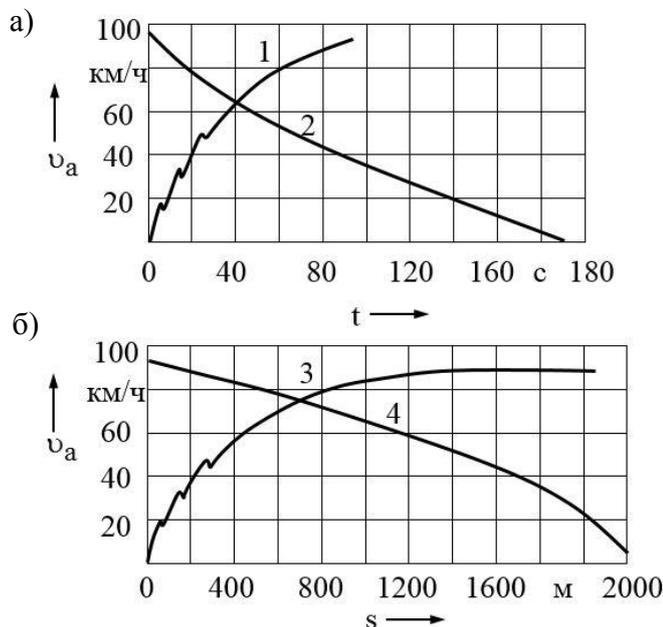


Рис. 2.9. Скоростная характеристика автомобиля «разгон – выбег»: а – по времени; б – по пути; 1, 3 – разгон; 2, 4 – выбег

нейтральной передаче движется до полной остановки.

По характеристике «разгон – выбег» определяют время разгона на участках 400 и 1000 м, а также время разгона до заданной скорости.

**Максимальный преодолеваемый подъем** определяют на сухой опорной поверхности при полностью груженом автомобиле. Подъем преодолевается на низшей передаче в режиме максимальной мощности двигателя.

## 2.8. Топливная экономичность автомобиля

Топливная экономичность – свойство автомобиля рационально использовать энергию сжигаемого топлива в двигателе при движении (работе) в различных эксплуатационных условиях. Это свойство является важным не только касательно экономичности эксплуатации автомобиля, но и его запаса хода по топливу.

Основными оценочными показателями топливной экономичности автомобиля являются:

- часовой расход топлива  $Q_{\text{ч}}$ , кг/ч;
- путевой расход топлива  $Q_{\text{с}}$ , л/100 км;
- удельный расход топлива  $g_{\text{Г}}$ , л/(т·км) или л/(пасс·км);
- удельный расход топлива двигателем  $g_{\text{е}}$ , г/(кВт·ч).

Часовой расход топлива – количество топлива, которое расходует двигатель при движении автомобиля с заданной нагрузкой в заданных эксплуатационных условиях за один час пути.

Путевой расход топлива – количество расходуемого топлива на каждые 100 км пути. Этот расход еще называют средним. В некоторых странах (Англия, США) расход топлива определяют путем, который проходит автомобиль за одну объемную единицу топлива. Единицей пути является миля, а единицей объема – галлон (1 миля равна 1,609 км, 1 галлон США равен 3,785 л).

Удельный расход топлива – количество топлива, которое расходуется на единицу работы автомобиля; является единицей измерения при оценке экономической эффективности грузовых и пассажирских перевозок.

Топливная экономичность двигателя оценивается величиной удельного расхода топлива  $g_{\text{е}}$  – это количество топлива, которое расходует двигатель заданной мощности за час работы. Минимальный удельный расход топлива  $g_{\text{е}}$  соответствует режиму работы двигателя при

85...90 % его максимальной нагрузки.

Значение удельного расхода топлива  $g_e$ , г/(кВт·ч), находится в пределах 210...280 – для карбюраторных двигателей и 170...210 – для дизельных.

Путевой расход топлива  $Q_s$ , л/100 км, рассчитывают по следующим формулам:

$$Q_s = \frac{100Q_{\text{ч}}}{v_a \cdot \rho_T},$$

где  $Q_{\text{ч}}$  – часовой расход топлива, кг/ч;  $v_a$  – скорость автомобиля, км/ч;  $\rho_T$  – плотность топлива, кг/л, или

$$Q_s = \frac{g_e \cdot P_e \cdot 100}{10^3 \rho_T \cdot v_a},$$

где  $g_e$  – удельный расход топлива двигателем, г/(кВт·ч);  $P_e$  – эффективная мощность двигателя, кВт;  $\rho_T$  – плотность топлива, кг/л;  $100/v_a$  – время прохождения 100 км пути при скорости  $v_a$ , ч.

На рис. 2.10 представлена типовая топливная характеристика установившегося движения грузового автомобиля. В зависимости от дорожных условий имеется минимум путевого расхода при определенной скорости движения. Этот минимальный путевой расход  $Q_k$  называют контрольным. На малой скорости движения, а следовательно, малой реализуемой двигателем мощности путевой расход велик. Это связано с низким механическим КПД двигателя. С ростом скорости движения путевой расход снижается и достигает минимума, затем начинает повышаться. Двигатель развивает большую мощность, и его эффективный КПД уменьшается.

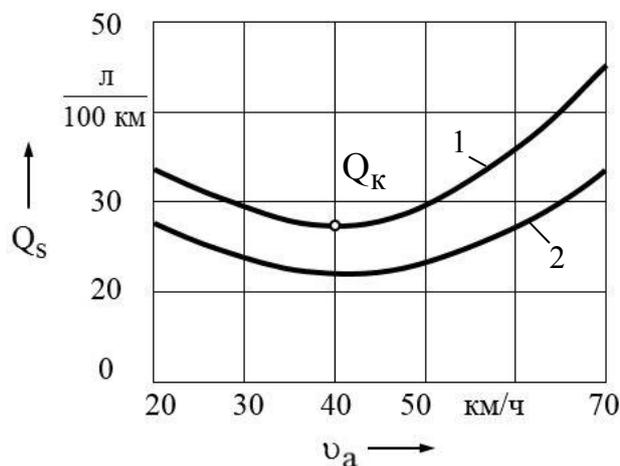


Рис. 2.10. Топливная характеристика установившегося движения автомобиля по асфальтобетонной дороге: 1 – с грузом; 2 – без груза

При движении автомобиля расход топлива определяется экономичностью двигателя, регулировкой карбюратора, передаточным числом главной передачи, числом передач коробки передач, КПД трансмиссии, весом автомобиля, его обтекаемостью, характеристикой опорной поверхности, скоростью движения, квалификацией водителя.

Двигатель является источником энергии, необходимой для движения автомобиля. При этом количество топлива, расходуемого двигателем, определяется тем, какую мощность он при этом развивает и насколько нагружен. Другими словами, какая часть максимальной мощности двигателя, развитая при данном числе оборотов коленчатого вала, требуется на преодоление всех сил сопротивления движению автомобиля. Установить экономичный режим работы двигателя движущегося автомобиля можно, анализируя скоростную и нагрузочную характеристики двигателя. Скоростная характеристика двигателя (рассмотрена ранее) – это зависимость крутящего момента, мощности и удельного расхода топлива от частоты вращения коленчатого вала двигателя. Нагрузочная характеристика – зависимость основных показателей двигателя от нагрузки при постоянной частоте вращения коленчатого вала. На этой характеристике отражены часовая и удельный расходы топлива при полной нагрузке, нагрузка при минимальном эффективном удельном расходе, т. е. показатели, которые наиболее полно определяют режимы работы двигателя.

Из анализа скоростной и нагрузочной характеристик следует, что удельный расход  $g_e$  зависит от:

- частоты вращения коленчатого вала (при частоте вращения несколько меньшей, чем при частоте, соответствующей эффективной максимальной мощности  $P_{e\max}$ ,  $g_e$  имеет минимум);
- нагрузки двигателя (с ее увеличением уменьшается и достигает минимума при 85...90 % максимальной нагрузки).

На рис. 2.11 показано изменение удельного расхода топ-

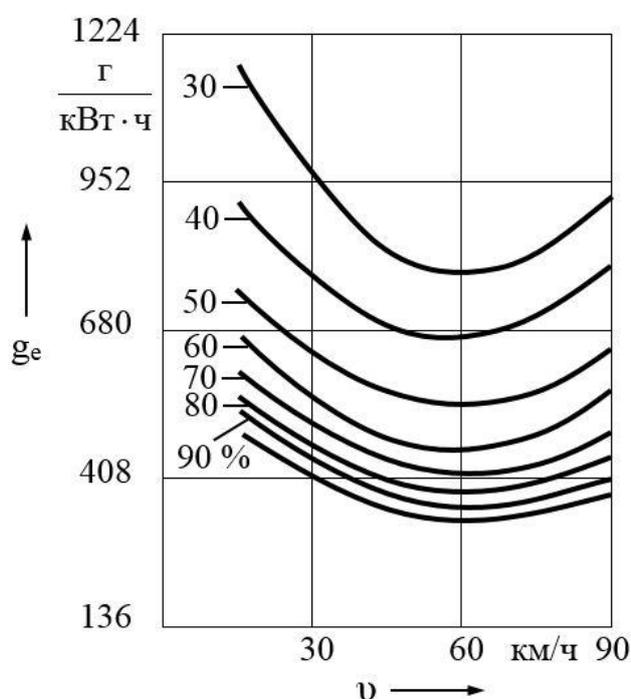


Рис. 2.11. Изменение удельного расхода топлива в зависимости от развиваемой двигателем мощности

лива двигателем  $g_e$ . Кривые соответствуют определенному проценту развиваемой двигателем мощности. Степенью использования мощности двигателя называют отношение мощности, необходимой для равномерного движения автомобиля, к мощности, развиваемой двигателем при полной подаче топлива при той же скорости:

$$И = \frac{P_{\psi} + P_B}{P_e \cdot \eta_{тр}}$$

Степень  $И$  зависит от дорожных условий, передаточного числа трансмиссии и скорости движения. Следовательно, чем лучше дорога, т. е. меньше дорожное сопротивление, выше скорость движения автомобиля и меньше передаточное число трансмиссии, тем выше степень использования мощности двигателя, а значит, и топливная экономичность двигателя.

Таким образом, говорить о топливной экономичности автомобиля следует с точки зрения настроек двигателя, а главное – манеры езды и загрузки автомобиля.

---

### ***Как Вы считаете:***

1. Какие факторы определяют тягово-скоростные свойства колесной машины?
2. Какая из сил, в зависимости от условий движения автомобиля, может быть движущей или силой сопротивления его движению?
3. Как называется режим движения автомобиля, если окружная сила на ведущих колесах значительно больше силы дорожного сопротивления?
4. Чем отличается центр тяжести от центра парусности автомобиля?
5. При неустановившемся режиме движения автомобиля путевой расход топлива уменьшается или увеличивается?



### Задачи

**Задача 1.** Автомобиль стоит на горизонтальной опорной поверхности. После воздействия некоторой силы  $F$  (толчка) он переместился на расстояние  $S$  за время  $t$ . Вес автомобиля  $G$ . Определите коэффициент дорожного сопротивления.

#### Решение

Изобразим расчетную схему автомобиля (рис. 2.12). Запишем уравнение силового баланса автомобиля в момент приложения силы  $F$ :

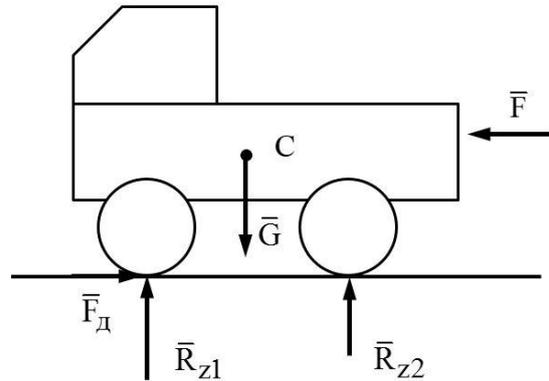


Рис. 2.12. Расчетная схема автомобиля

$$F = F_{\psi}$$

или

$$j \cdot m_a = \psi \cdot G, \quad (2.13)$$

где  $j$  – ускорение, приданное автомобилю;  $m_a$  – масса автомобиля;  $\psi$  – коэффициент дорожного сопротивления.

Пройденный путь при замедленном движении автомобиля

$$S = \frac{j \cdot t^2}{2}.$$

Находим ускорение замедления автомобиля:

$$j = \frac{2S}{t^2}. \quad (2.14)$$

Подставив (2.14) в уравнение (2.13), получаем

$$\left( \frac{2S}{t^2} \right) m_a = \psi \cdot g \cdot m_a.$$

Находим коэффициент дорожного сопротивления:

$$\psi = \frac{2S}{g \cdot t^2}.$$

*Ответ:* коэффициент дорожного сопротивления  $\psi = \frac{2S}{g \cdot t^2}$ .

**Задача 2.** Автомобиль из состояния покоя равноускоренно движется на подъеме. Через время  $t = 9$  с скорость автомобиля  $v = 10$  м/с. Масса автомобиля  $m_a = 1780$  кг. Уклон дороги  $i = 0,06$ . Коэффициент сопротивления качению колес  $f = 0,015$ . Радиус качения колес  $r_0 = 0,31$  м. Определите крутящий момент на ведущих колесах автомобиля.

*Ответ:*  $M_k = 1019,1$  Н·м.

**Задача 3.** Автомобиль движется со скоростью  $v = 90$  км/ч. Определите путевой расход топлива  $Q_s$ , л/100 км. Известны: номинальная мощность двигателя  $P = 50$  кВт; удельный расход топлива двигателя  $g_e = 150$  г/(кВт·ч); КПД трансмиссии  $\eta = 0,85$ . Тип двигателя – бензиновый. Плотность топлива  $\rho_T = 0,715$  г/см<sup>3</sup>.

*Ответ:*  $Q_s = 13,7$  л.

**Задача 4.** Сравните аэродинамику двух автомобилей. Первый автомобиль имеет мидель  $A = 2,3$  м<sup>2</sup>, коэффициент аэродинамического сопротивления  $c_x = 0,29$ ; второй автомобиль –  $A = 2$  м<sup>2</sup>,  $c_x = 0,33$  соответственно.

*Ответ:* аэродинамика автомобилей одинакова.

**Задача 5.** Грузовой автомобиль движется с установившейся скоростью  $v = 15$  м/с по горизонтальной дороге. Известны: масса автомобиля  $m_a = 10$  т; коэффициент дорожного сопротивления  $\psi = 0,03$ ; коэффициент аэродинамического сопротивления  $c_x = 0,74$ ; мидель  $A = 5$  м<sup>2</sup>; плотность воздуха  $\rho_B = 1,25$  Н·с<sup>2</sup>/м<sup>4</sup>. Определите окружную силу на ведущих колесах, если скорость ветра  $v_B = 0$ ; направление ветра противоположно движению автомобиля и составляет с ним угол  $30^\circ$ ,  $v_B = 0,7$  м/с.

*Ответ:*  $F_{k1} = 3,46$  кН;  $F_{k2} = 3,5$  кН.

## 3. ТЯГОВО-ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ

### 3.1. Техническое задание

Техническое задание является исходным документом разработки конструкторской документации нового или модернизации выпускаемого автомобиля.

Техническим заданием устанавливают основное назначение автомобиля, типичные условия его эксплуатации, технические характеристики, показатели качества, технико-экономическое обоснование целесообразности производства новой или модернизированной конструкции автомобиля, специальные требования, а также стадии разработки конструкторской документации. Как правило, задают следующие параметры автомобиля: тип автомобиля; грузоподъемность (максимальное число пассажиров); максимальную скорость движения; коэффициент дорожного сопротивления; максимальное дорожное сопротивление на низшей передаче; тип двигателя (дизельный, карбюраторный).

В соответствии с техническим заданием проводят анализ конструкций аналогичных по назначению современных автомобилей. Выявляют тенденцию и направление их развития. У лучшего аналога выбирают характеристики, необходимые для проведения тягово-динамического расчета: весовые и размерные параметры; коэффициент полезного действия трансмиссии; размеры шин; коэффициент сопротивления воздуха и др. Чтобы определить основные параметры и размеры автомобиля, его эстетические и эргономические показатели, выполняют эскизный проект.

На основе технического задания и эскизного проекта разрабатывают технический проект, в котором принимаются окончательные технические решения автомобиля. Технический проект дает полное представление о компоновке и конструктивных решениях отдельных узлов и механизмов автомобиля.

Техническое задание, эскизный и технический проекты выполняются в соответствии с нормативными документами.

При проектировании нового или модернизации выпускаемого автомобиля производят тягово-динамический расчет, цель которого – определить на основе исходных данных тягово-скоростные показатели, соответствующие заданному типу автомобиля и удовлетворяющие условиям его эксплуатации. Тягово-динамический расчет автомобиля подразделяется на:

- тягово-динамический расчет проектируемого автомобиля;
- поверочный тягово-динамический расчет, проводимый для существующего автомобиля.

Тягово-динамический расчет автомобиля выполняют в следующей последовательности:

- определяют массогеометрические параметры;
- определяют максимальную мощность двигателя и, в зависимости от назначения автомобиля, выбирают выпускаемый двигатель с соответствующей внешней скоростной характеристикой;
- определяют передаточные числа трансмиссии;
- строят тягово-динамическую характеристику;
- определяют время и путь разгона до заданной скорости.

#### ***Масса автомобиля и автопоезда.***

Масса автомобиля является важной характеристикой, от которой зависят динамические свойства и топливная экономичность. На практике различают:

- массу сухого автомобиля;
- массу снаряженного автомобиля;
- полную массу автомобиля.

Масса сухого автомобиля  $m_c$  – это масса автомобиля без оборудования, которое имеет нежесткое крепление с рамой (запасное колесо), без масел (двигатель, трансмиссия), жидкостей (охлаждающая, тормозная, жидкость омывателя), топлива, инструмента, пассажиров и какого-либо груза. Термин «сухая масса» используется производителями машин.

Масса снаряженного автомобиля  $m_o$  – это масса автомобиля без водителя и пассажиров, без груза, но с инструментом, запасным колесом, полным запасом топлива и полным оснащением маслами и жидкостями. Зачастую эту массу называют массой автомобиля без нагрузки.

Полная масса автомобиля или разрешенная максимальная масса  $m_a$  (указывается как разрешенная максимальная масса) – это максимальная допустимая масса, установленная изготовителем. Она включает массу автомобиля, водителя, пассажиров, груза, инструмента, заправленных жидкостей, масел, топлива и прицепных устройств (прицепов и полуприцепов). Автомобиль сохраняет свои технические и эксплуатационные свойства, если его масса не превышает полную максимальную массу. В противном случае движение автомобиля становится небезопасным.

Разрешенную максимальную массу одиночного автомобиля определяют по формулам:

– для легкового автомобиля

$$m_a = m_o + m_{\text{ч}} \cdot n + m_{\text{б}},$$

где  $m_{\text{ч}}$  – масса водителя, пассажира (принимают  $m_{\text{ч}} = 75$  кг);  $n$  – число мест для сидения пассажиров;  $m_{\text{б}}$  – масса багажа;

– для автобуса городского типа

$$m_a = m_o + m_{\text{ч}}(n + k + 1) + m_{\text{б}},$$

где  $k$  – число мест для проезда стоя;

– для автобуса междугородного типа

$$m_a = m_o + m_{\text{ч}}(n + 2) + m_{\text{б}};$$

– для грузового автомобиля

$$m_a = m_o + m_{\text{Г}} + m_{\text{ч}}(n + 1) + m_{\text{б}},$$

где  $m_{\text{Г}}$  – масса груза.

В городских автобусах число мест для проезда стоя определяют по площади, на которой возможно их размещение. На одном квадратном метре свободной площади можно разместить до 5 человек, в час пик – до 8 человек.

Массу багажа на одного человека принимают для грузовых автомобилей и городского автобуса – 5 кг, международных автобусов – 15 кг, легковых автомобилей – 10 кг.

Выполнение транспортной работы автомобиля определяют пассажировместимость и грузоподъемность, которые измеряются по предельным нормам для каждого типа машины соответственно предельному весу груза (в тоннах), помещаемого в кузов, и количеству пассажиров, вмещаемых в салон.

#### ***Распределение веса по осям и подбор шин.***

Нагрузка, которую оказывает автомобиль на дорогу, передается через колеса. Распределение веса автомобиля по осям производится так, чтобы полностью использовалась грузоподъемность шин и соблюдались условия ограничения допустимой нагрузки на мосты. Нагрузка на оси зависит от расположения центра масс, от компоновки и типа автомобиля. В литературе приводятся различные данные по распределению веса по

осям. Например, в табл. 3.1 распределение веса устанавливается по данным анализа конструкций автомобиля.

Табл. 3.1. Распределение веса по данным анализа конструкций автомобиля

Величина, характеризующая центр масс	Автомобиль			Нагрузка
	легковой	грузовой	автобус	
a / L	0,45...0,55	0,55...0,75	0,4...0,55	С полной нагрузкой
b / L	0,5	0,25...0,45	0,24...0,6	
<i>Примечание</i> – a, b – расстояния центра масс до передней и задней осей соответственно; L – база автомобиля				

Вес, приходящийся на ось автомобиля, определяют по формулам:  
– на переднюю ось

$$G_{a1} = G_a \frac{a}{L};$$

– на заднюю ось

$$G_{a2} = G_a \frac{b}{L}.$$

Зная вес, приходящийся на ось, по индексу нагрузки шин выбирают шины для проектируемого автомобиля. Индекс шин (встречается коэффициент нагрузки, индекс грузоподъемности) указывает максимальный вес, который может выдержать одна шина. Следует отметить, что индекс нагрузки включает вес автомобиля, пассажиров и перевозимого груза и обозначается цифрой от 0 до 279. Чем индекс нагрузки больше, тем шина жестче и тяжелее. Соответственно, чем меньше этот индекс, тем мягче и легче шина и тем быстрее она изнашивается. По техническим условиям на шину определяют статический радиус колеса, который в дальнейших расчетах условно равен радиусу качения без скольжения ( $r_o \approx r_{ст}$ ).

### 3.2. Расчет мощности двигателя

Мощность двигателя рассчитывается из условия равенства номинальной мощности двигателя и мощности, потребляемой автомобилем для разгона до максимальной скорости и дальнейшего движения на этой скорости. Разгон, как и подъем по уклону дороги, на максимальной скорости невозможен.

Максимальная мощность двигателя

$$P_{e\max} = \frac{G_a \cdot f \cdot v_{\max} + 0,5c_x \cdot A \cdot \rho \cdot v_{\max}^3}{\eta_{\text{тр}}} \quad (3.1)$$

Номинальный момент двигателя

$$M_p = \frac{P_{e\max} \cdot r_0 \cdot \eta_{\text{тр}}}{v_{\max} \cdot u_{\text{ГП}}}, \quad (3.2)$$

где  $r_0$  – радиус качения колеса без скольжения;  $u_{\text{ГП}}$  – передаточное число главной передачи.

Определим передаточное число главной передачи  $u_{\text{ГП}}$  из выражения номинальной угловой скорости коленчатого вала двигателя, обеспечивающей максимальную скорость движения автомобиля:

$$\omega_p = \frac{v_{\max} \cdot u_{\text{ГП}}}{r_0}. \quad (3.3)$$

При расчете принимают, что передаточное число прямой передачи коробки перемены передач равно единице. Коэффициент неравномерности хода двигателя, характеризующий его динамичность работы,

$$\delta_H = \frac{\omega_p - \omega_{\text{ХХ}}}{\omega_p + \omega_{\text{ХХ}}}, \quad (3.4)$$

где  $\omega_{\text{ХХ}}$  – угловая скорость при холостых оборотах коленчатого вала, которые принимаются из условия обеспечения устойчивой работы двигателя и обеспечения смазки его подшипников.

На холостых оборотах частота вращения коленчатого вала  $n = 950 \dots 1000$  об/мин. Тогда угловая скорость

$$\omega_{\text{ХХ}} = \frac{\pi \cdot n}{30}. \quad (3.5)$$

Коэффициент неравномерности хода двигателя автомобиля  $\delta_H = 0,7 \dots 0,8$ . С учетом данного коэффициента и выражения (3.3) определяем передаточное число главной передачи:



$$u_{\text{гп}} = \frac{(1 + \delta_{\text{н}})\omega_{\text{хх}} \cdot r_{\text{о}}}{(1 - \delta_{\text{н}})v_{\text{max}}}. \quad (3.6)$$

Номинальная угловая скорость коленчатого вала двигателя рассчитывается по формуле

$$\omega_{\text{р}} = \frac{P_{\text{е max}}}{M_{\text{р}}}. \quad (3.7)$$

По каталогам производителей выбирают двигатель. При этом вычисленные  $P_{\text{е max}}$ ,  $M_{\text{р}}$  и  $\omega_{\text{р}}$  (выражения (3.1), (3.2) и (3.7) соответственно) должны быть равны или немного меньше соответствующих значений на внешней скоростной характеристике выбранного двигателя.

Для максимальной скорости движения автомобиля важна мощность двигателя, для ускорения – крутящий момент. Поэтому следует обращать внимание на полку кривой крутящего момента и его значение на максимальной мощности двигателя.

Максимальное значение крутящего момента для автомобиля повышенной и высокой проходимости должно быть в первой трети диапазона угловой скорости коленчатого вала двигателя  $\omega_{\text{min}} \dots \omega_{\text{max}}$  внешней скоростной характеристики. Для автомобилей, эксплуатируемых на дорогах с усовершенствованным покрытием, этот момент должен быть во второй трети, для быстроходных автомобилей – в третьей.

### 3.3. Расчет передаточных чисел трансмиссии

Тягово-скоростные свойства автомобиля определяются мощностью двигателя, его внешней скоростной характеристикой, числом и соотношением передач в коробке перемены передач, передаточным числом главной передачи.

*Передаточное число главной передачи* находят из условия реализации максимальной скорости автомобиля, которая соответствует номинальной скорости вращения коленчатого вала двигателя на прямой передаче в коробке передач, и вычисляют по выражению (3.6).

Типичные передаточные числа главной передачи: грузовые автомобили – 6,5...9,0, легковые автомобили – 3,5...5,5.

*Коробка перемены передач.* Характеристиками коробки передач являются диапазон передаточных чисел, число ступеней, структурный ряд



передаточных чисел.

*Диапазон передаточных чисел*  $D$  зависит от максимальной скорости движения и максимального уклона, который автомобиль должен преодолеть на первой передаче:

$$D = \frac{u_1}{u_B},$$

где  $u_1$ ,  $u_B$  – передаточное число на первой и высшей передачах соответственно.

Диапазон передаточных чисел составляет для трехступенчатых коробок передач – 2,3...2,6, четырехступенчатых – 3,4...4, пятиступенчатых – 3,5...4,5. Количество ступеней в коробке зависит от диапазона передаточных чисел. С повышением полной массы транспортного средства число ступеней и диапазон передаточных чисел коробки увеличиваются.

*Передаточное число первой передачи* подбирают таким образом, чтобы автомобиль преодолевал заданное дорожное сопротивление, реализация крутящего момента на ведущих колесах происходила без их буксования и обеспечивалась минимально устойчивая скорость движения.

*Передаточное число первой передачи  $u_1$  из условия преодоления максимального дорожного сопротивления.* К ведущим колесам должна быть приложена окружная сила

$$F_{k \max} = F_{\psi \max},$$

где  $F_{\psi \max}$  – максимальная сила дорожного сопротивления.

$$\frac{M_{e \max} \cdot u_{гп} \cdot u_1 \cdot \eta_{тр}}{r_0} = G_a \cdot \psi_{\max},$$

где  $M_{e \max}$  – максимальный крутящий момент двигателя;  $\psi_{\max}$  – коэффициент дорожного сопротивления.

Определяем передаточное число первой передачи:

$$u_1 = \frac{G_a \cdot \psi_{\max} \cdot r_0}{M_{e \max} \cdot u_{гп} \cdot \eta_{тр}}. \quad (3.8)$$



При расчетах принимают для грузовых автомобилей  $\psi_{\max} = 0,35 \dots 0,4$ , легковых –  $0,35 \dots 0,5$ , автопоездов – не менее  $0,18$ .

*Передаточное число первой передачи  $u_1$  из условия отсутствия буксования ведущих колес.* Сила сцепления должна быть больше или равна окружной силе:

$$F_{k \max} \leq F_{\varphi \max};$$

$$\frac{M_{e \max} \cdot u_{гп} \cdot u_1 \cdot \eta_{тр}}{r_0} = G_{\varphi} \cdot \varphi,$$

где  $F_{\varphi \max}$  – сила сцепления;  $G_{\varphi}$  – сцепной вес автомобиля;  $\varphi$  – коэффициент сцепления.

Сцепной вес выбирают из следующих выражений:

– для полноприводного автомобиля

$$G_{\varphi} = G_a;$$

– для автомобиля с задним ведущим мостом

$$G_{\varphi} = k_{R_{z2}} \cdot G_2;$$

– для автомобиля с передним ведущим мостом

$$G_{\varphi} = k_{R_{z1}} \cdot G_1,$$

где  $G_1$ ,  $G_2$  – часть веса автомобиля, приходящаяся на передний и задний мосты соответственно;  $k_{R_{z1}}$ ,  $k_{R_{z2}}$  – коэффициенты перераспределения веса автомобиля,  $k_{R_{z1}} = 0,8 \dots 0,9$ ,  $k_{R_{z2}} = 1,1 \dots 1,3$ .

Определяем, что

$$u_1 \leq \frac{G_{\varphi} \cdot \varphi \cdot r_0}{M_{e \max} \cdot u_{гп} \cdot \eta_{тр}}. \quad (3.9)$$

Передаточное число  $u_1$  выбирают так, чтобы при включении первой передачи не происходило буксование ведущих колес.

Передаточное число  $u_1$  должно обеспечивать движение автомобиля с минимальной скоростью. При этом двигатель работает в устойчивом режиме.

$$u_1 = \frac{\omega_{e \min} \cdot r_0}{u_{гп} \cdot v_{a \min}}, \quad (3.10)$$

где  $v_{a \min}$  – минимально устойчивая скорость движения (обычно ее принимают равной 4...5 км/ч).

Если передаточное число, определенное по выражению (3.10), больше, чем числа, найденные по выражениям (3.8) и (3.9), то оно выбирается передаточным числом первой передачи.

### 3.4. Выбор структурного ряда передаточных чисел

Определив передаточное число первой передачи, выбирают число ступеней и рациональное соотношение передаточных чисел на смежных передачах. Промежуточные передачи выбирают из условия интенсивного разгона автомобиля в разных дорожных условиях. Это возможно, когда двигатель во время разгона работает на мощности, близкой к максимальной. Поэтому при разгоне переключение передач осуществляют в диапазоне  $\omega_1 \dots \omega_2$ , соответствующем максимальной мощности двигателя (рис. 3.1). При разгоне автомобиля на первой передаче переключение на вторую передачу производится, когда угловая скорость вращения коленчатого вала достигнет значения  $\omega_2$ . Движение автомобиля на вто-

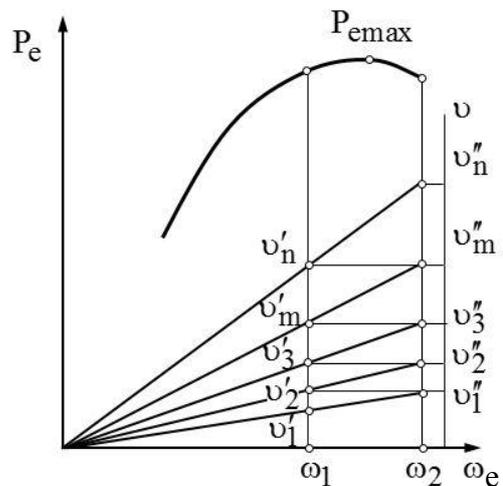


Рис. 3.1. Внешняя скоростная характеристика двигателя и график скоростей автомобиля по передачам

рой передаче начинается при угловой скорости  $\omega_1$ . На рис. 3.1 показаны внешняя скоростная характеристика  $P_e$ ,  $\omega_e$  и прямые  $v'_1, v'_2, v'_3, v'_m, v'_n$ , характеризующие изменение скорости автомобиля в зависимости от угловой скорости коленчатого вала на передачах. Пренебрегая уменьшением скорости автомобиля за время переключения передач, можем записать  $v'_1 = v'_2$ :

$$\frac{\omega_2 \cdot r_0}{u_{\text{ГП}} \cdot u_1} = \frac{\omega_1 \cdot r_0}{u_{\text{ГП}} \cdot u_2}.$$

После преобразования

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{u_2}{u_1} = \frac{u_3}{u_2} = \dots = \frac{u_{\text{П}}}{u_{\text{П}-1}} = \text{const} = q.$$

Видно, что передаточное число последующей передачи равно предыдущему, умноженному на постоянный множитель  $q = \omega_1/\omega_2$ . Такой ряд передаточных чисел представляет собой геометрическую прогрессию:

$$u_2 = u_1 \cdot q; \quad u_3 = u_2 \cdot q; \quad \dots; \quad u_n = u_{n-1} \cdot q,$$

где  $q$  – знаменатель прогрессии.

Или

$$u_n = u_1 \cdot q^{n-1}.$$

Отметим, чем больше число передач в коробке, тем меньше становится диапазон  $\omega_1 \dots \omega_2$ . При этом на всех передачах обеспечивается режим работы двигателя на максимальной мощности.

На рис. 3.1 линия, на которой расположены точки  $v'_1, v'_2, v'_3, v'_m$  и  $v'_n$ , определяет соотношение передаточных чисел коробки. Если оно соответствует геометрической прогрессии, то автомобиль имеет хорошую динамику. При этом линия, на которой расположены указанные точки, параллельна оси ординат.

На практике автомобиль большую часть времени (80...90 %) работает на двух высших передачах. В связи с этим для возрастания средней скорости движения и более интенсивного разгона диапазон передаточных чисел между двумя высшими передачами уменьшают в сравнении с расчетными на 5...15 %. Для сохранения диапазона и числа ступеней в коробке передач диапазон  $u_1 \dots u_2$  между первой и второй передачами увеличивают на эту же величину.

Соотношение передаточных чисел и число передач определяют не только динамику разгона автомобиля, но и дают возможность подобрать для встречающихся дорожных сопротивлений такую передачу, на которой

двигатель работает на максимальной мощности. В этом случае автомобиль будет двигаться с наибольшей скоростью.

### 3.5. Построение тягово-динамической характеристики автомобиля

Тягово-динамическая характеристика автомобиля – это графическая зависимость окружной силы на ведущих колесах  $F_k$  от скорости движения автомобиля  $v_a$  на каждой передаче:  $F_k = f(v_a)$ .

Значения  $F_k$ ,  $N$ , и  $v_a$ , км/ч, рассчитывают для различной частоты вращения коленчатого вала в диапазоне  $n_{e \min} \dots n_{e \max}$  на различных передачах коробки передач по следующим формулам:

$$F_k = \frac{M_e \cdot u_{гп} \cdot u_i \cdot \eta_{тр}}{r_o};$$

$$v_a = 0,377 \frac{n_{ei} \cdot r_o}{u_{гп} \cdot u_i},$$

где  $i$  – номер передачи;  $M_e$  – эффективный крутящий момент двигателя;  $u_{гп}$ ,  $u_i$  – передаточное число главной передачи и передачи в коробке передач соответственно;  $\eta_{тр}$  – КПД трансмиссии;  $r_o$  – радиус качения ведущего колеса без скольжения.

Значение эффективного крутящего момента  $M_e$  в зависимости от частоты вращения коленчатого вала определяют по внешней скоростной характеристике выбранного двигателя.

На графической зависимости  $F_k = f(v_a)$  изображают силу аэродинамического сопротивления  $F_B$  и силу сопротивления качению  $F_f$  в зависимости от скорости движения автомобиля.

Силу сопротивления качению  $F_f$ ,  $N$ , вычисляют по формуле

$$F_f = G_a \cdot f_o \left( 1 + \frac{v_a}{20000} \right),$$

где  $f_o$  – коэффициент сопротивления качению при движении с малой скоростью,  $f_o = 0,012$ .

Сила сопротивления подъему  $F_i = 0$ , т. к. рассматриваем движение автомобиля по горизонтальной дороге.

Силу аэродинамического сопротивления  $F_B$ , Н, определяют по формуле

$$F_B = e_x \cdot A \frac{\rho \cdot v_a^2}{2}.$$

По рассчитанным значениям  $F_K$ ,  $v_a$ ,  $F_B$ ,  $F_f$  строят тягово-динамическую характеристику автомобиля (рис. 3.2).

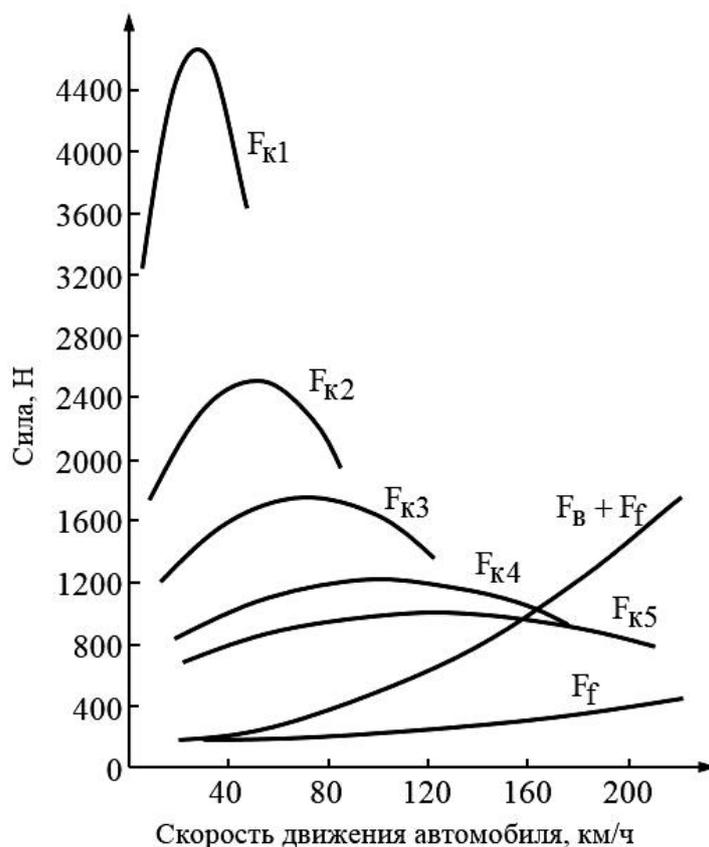


Рис. 3.2. Тягово-динамическая характеристика автомобиля

### 3.6. Особенности расчета трансмиссии с гидромеханической передачей

Трансмиссию называют гидромеханической, если в ее состав входят гидродинамическая передача (ГМП) (гидромуфта или гидротрансформатор) и механическая коробка передач. Преимущества гидромеханических передач: автоматическое бесступенчатое регулирование скорости автомобиля; снижение динамической нагруженности трансмиссии на неустановившихся режимах; интенсивный разгон. Сложность конструкции,

низкий КПД трансмиссии, увеличенный расход топлива, высокая стоимость являются недостатками гидромеханической передачи в сравнении с механической.

### 3.6.1. Гидродинамическая передача: конструкции, характеристики

В гидродинамической передаче механическая энергия вращательного движения входного вала преобразуется в гидравлическую энергию жидкости, которая затем преобразовывается в механическую энергию на элементах выходного вала.

Гидравлическая муфта (рис. 3.3) имеет рабочие колеса: колесо центробежного насоса 2, связанного с ведущим валом 1, и колесо турбины 4, размещенной на ведомом валу 5. Они установлены с малым осевым зазором и расположены в общем картере 3, заполненном жидкостью. При передаче мощности от двигателя к ведущим колесам лопатки насосного колеса воздействуют на жидкость. Выходящий из насоса поток рабочей жидкости поступает на лопатки турбины и движется по ним от периферии к центру. Колесо турбины 4 вращается под действием потока жидкости. Для того чтобы обеспечивалось движение рабочей жидкости в гидромуфте, т. е., чтобы она работала, необходимо выполнение условия  $\omega_H \neq \omega_T$  (см. рис. 3.3). При его выполнении в рабочем режиме колесо турбины 4 всегда проскальзывает относительно насосного колеса 2. Когда колесо турбины не вращается, проскальзывание будет наибольшим. По мере раскручивания колеса турбины проскальзывание колес будет уменьшаться. В установившемся режиме работы гидромуфты оно будет минимальным. При равенстве угловых скоростей ( $\omega_H = \omega_T$ ) отсутствовало бы движение рабочей жидкости.

Кинематическое передаточное отношение гидродинамической передачи

$$i_{ТН} = \frac{\omega_T}{\omega_H}. \quad (3.11)$$

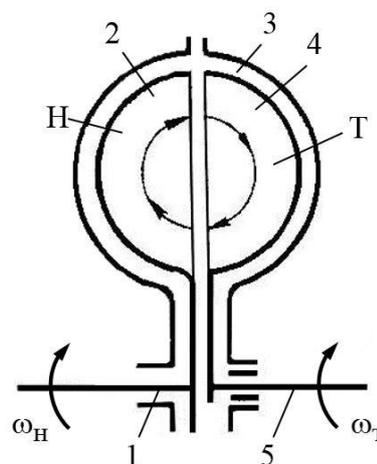


Рис. 3.3. Принципиальная схема гидродинамической муфты

Крутящие моменты на насосном и турбинном колесах равны между собой:

$$M_H = M_T.$$

В связи с этим КПД гидромурфты равен кинематическому передаточному отношению:

$$\eta_M = i_{TH}. \quad (3.12)$$

Гидротрансформатор отличается от гидромурфты тем, что в круге циркуляции рабочей жидкости устанавливаются три рабочих колеса, оснащенные лопатками (рис. 3.4):

два подвижных колеса (насос 2 и турбина 3) и одно неподвижное (реактивное колесо 4). Реактивное колесо 4 обязательно соединяется с опорой. Такая конструкция гидродинамической передачи позволяет изменять кинематическое и силовое передаточные отношения. В гидротрансформаторе может быть и два реактивных колеса. Если турбинное и насосное колеса вращаются в одном направлении, то это гидротрансформатор прямого хода.

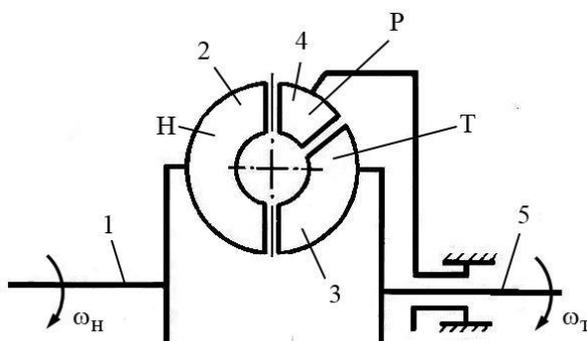


Рис. 3.4. Принципиальная схема гидродинамического трансформатора

Если реактивное колесо станет подвижным (отсоединится от опоры), гидротрансформатор начнет работать как гидромурфта. Такой гидротрансформатор называют комплексным.

В гидротрансформаторе крутящий момент на турбинном колесе 3 равен сумме активного момента на насосном колесе 2 и реактивного момента на реактивном колесе 4:

$$M_T = M_H + M_p. \quad (3.13)$$

Силовое передаточное отношение гидротрансформатора, называемое коэффициентом трансформации,

$$K_{ГТ} = \frac{M_T}{M_H}. \quad (3.14)$$

КПД гидротрансформатора

$$\eta_{\text{ГТ}} = \frac{P_{\text{T}}}{P_{\text{H}}} = \frac{M_{\text{T}} \cdot \omega_{\text{T}}}{M_{\text{H}} \cdot \omega_{\text{H}}} = K_{\text{ГТ}} \cdot i_{\text{ТН}}. \quad (3.15)$$

Нагружающие свойства гидродинамической передачи выражают удельным показателем – коэффициентом момента  $\lambda_{\text{H}}$ :

$$\lambda_{\text{H}} = \frac{M_{\text{H}}}{\rho_{\text{ж}} \cdot D^5 \cdot n_{\text{H}}^2}, \quad (3.16)$$

где  $M_{\text{H}}$  – крутящий момент на насосном валу;  $\rho_{\text{ж}}$  – плотность рабочей жидкости;  $D$  – максимальный диаметр круга циркуляции жидкости, который соответствует максимальному диаметру насосного колеса;  $n_{\text{H}}$  – частота вращения вала насоса.

Способность изменять нагрузку на валу двигателя в зависимости от нагрузки на ведомом валу называется прозрачностью гидродинамической передачи  $\Pi$ . Для гидромурфт коэффициент прозрачности

$$\Pi_{\text{M}} = \frac{\lambda_{\text{max}}}{\lambda_{\text{c}}}, \quad (3.17)$$

где  $\lambda_{\text{max}}$  – максимальное значение коэффициента момента;  $\lambda_{\text{c}}$  – коэффициент момента, соответствующий максимальному КПД гидромурфты ( $i_{\text{M}} = 0,97$  (рис. 3.5)).

Для гидротрансформатора

$$\Pi_{\text{ГТ}} = \frac{\lambda_{\text{max}}}{\lambda_{\text{M}}}, \quad (3.18)$$

где  $\lambda_{\text{M}}$  – коэффициент момента при  $K_{\text{ГТ}} = 1$ .

В зависимости от воздействия внешней нагрузки на работу двигателя гидротрансформаторы разделяют на прозрачные и непрозрачные.

Прозрачными называют гидротрансформаторы, у которых внешняя нагрузка непосредственно воздействует на работу двигателя. С возрастанием нагрузки на ведомом валу происходит снижение оборотов вала двигателя, а следовательно, уменьшается скорость движения автомобиля, и наоборот.

Непрозрачный гидротрансформатор изолирует двигатель от внешней нагрузки. Обороты вала двигателя определяет положение дросселя или рейки топливного насоса.

Если коэффициент прозрачности  $\Pi_{ГТ} > 1$ , то гидротрансформатор прозрачный, а если  $\Pi_{ГТ} = 1$  – непрозрачный.

Свойства гидродинамических передач отражают их безразмерные характеристики, на которых изображают изменение КПД и нагрузки на насосное колесо в зависимости от реализуемого передаточного отношения. Характеристика гидротрансформатора дополняется кривой изменения коэффициента трансформации крутящего момента  $K_{ГТ}$  от передаточного отношения  $i_{ГТ}$ . Безразмерные характеристики гидротрансформаторов представлены на рис. 3.5.

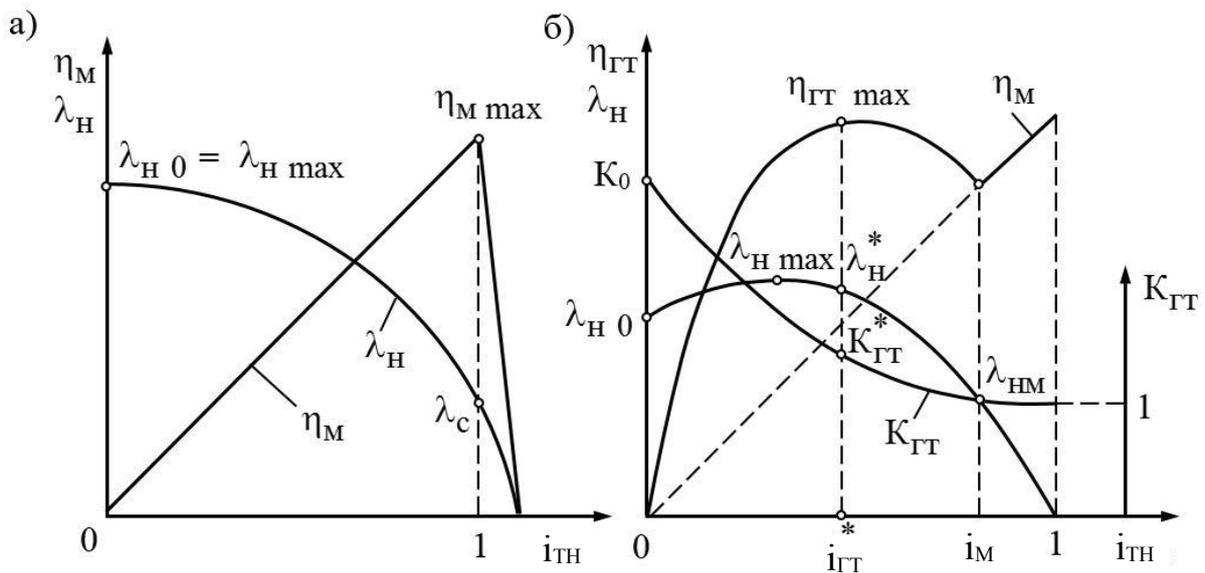


Рис. 3.5. Безразмерные характеристики: а – гидромуфты; б – однореактивного комплексного гидротрансформатора

Гидромуфтам свойственна линейная зависимость КПД от передаточного отношения. Поскольку крутящий момент на насосном и турбинном колесах одинаков, очевидно, что гидравлические потери обусловлены скольжением (рис. 3.5, а). На практике крутящий момент на насосном колесе больше, чем на турбинном. Передаваемый гидромуфтой крутящий момент минимальный при  $i_M \approx 1$ . Данное обстоятельство характеризует коэффициент момента  $\lambda_c$ . В этом районе передаточного отношения  $i_M$  резко возрастают потери в гидротрансформаторе и резко падает ее КПД. В отличие от гидромуфты у гидротрансформатора КПД изменяется по кривой,

близкой к гиперболической (рис. 3.5, б). Отметим, что режимы работы с высоким КПД у гидротрансформатора и гидромолоты соответствуют различным передаточным отношениям. Кривая  $\lambda_H$  характеризует свойство прозрачности гидротрансформатора.

Основные режимы работы гидродинамических передач:

- режим «стоп» –  $i_{TH} = 0$ ,  $\lambda_H = \lambda_{H0}$ ,  $K = K_0$ ,  $\eta_{HT} = 0$ ;
- холостой ход (синхронное вращение насосного и турбинного насосов) –  $i_{TH} = 1$ ,  $K = 0$ ,  $\eta_{HT} = 0$ ;
- равенство моментов –  $M_H = M_T$ ,  $\lambda_H = \lambda_{HM}$ ,  $K = 1$ ,  $i_{TH} = i_M$ ;
- наибольший коэффициент насоса –  $\lambda_H = \lambda_{Hmax}$ ;
- режим максимального КПД –  $i_{TH} = i_{TH}^*$ ,  $\eta_{HT} = \eta_{max}$ ,  $\lambda_H = \lambda_H^*$ .

### 3.6.2. *Согласование характеристик гидропередачи и двигателя*

Для согласования режимов работы двигателя и гидропередачи проводят совмещение внешней скоростной характеристики двигателя и скоростной характеристики гидропередачи. При совместной работе с гидропередачей частота вращения коленчатого вала двигателя, независимо от режимов движения автомобиля, находится в диапазоне  $n_M \dots n_p$ . В этом диапазоне достигаются максимальный крутящий момент (при  $n_M$ ) и максимальная мощность (при  $n_p$ ) двигателя. Практика проектирования гидродинамических трансмиссий автомобиля показывает, что точка  $\lambda_{HM}$  и точка с координатами  $(n_p, M_p)$  (соответствующая максимальной (номинальной) мощности двигателя) должны лежать на прямой, параллельной оси ординат совмещенных скоростных характеристик двигателя и гидропередачи.

С учетом этого, преобразовав выражение (3.16), определяется активный диаметр гидротрансформатора как

$$D = 5 \sqrt{\frac{M_p \cdot K_{ог}}{\rho_{ж} \cdot \lambda_{HM} \cdot n_p^2}}, \quad (3.19)$$

где  $M_p$  – максимальный крутящий момент двигателя;  $K_{ог}$  – коэффициент, учитывающий потери мощности, затрачиваемой на привод вспомога-

тельного оборудования двигателя и автомобиля,  $K_{ог} = 0,85...0,9$ ;  $\rho_{ж}$  – плотность рабочей жидкости гидротрансформатора;  $\lambda_{нм}$  – коэффициент момента при  $K_{гт} = 1$ ;  $n_p$  – частота вращения коленчатого вала двигателя при  $P_{e\max}$ .

Преобразовав выражение (3.16), вычисляют  $M_1$ , принимая  $n_n = n_d$ . При этом вычисления проводятся для характерных значений  $\lambda_n$ , определенных по выбранной безразмерной характеристике подобного гидротрансформатора. Согласно теории подобия, гидротрансформаторы с одинаковыми относительными размерами конструкций имеют одинаковые относительные характеристики –  $K_{гт}$ ,  $\eta_{гт}$ ,  $\lambda_n$ .

Затем на внешней скоростной характеристике двигателя в тех же координатных осях строят нагрузочные кривые (параболы)  $M_1$  гидротрансформатора для ряда значений передаточного отношения  $i_{гт}$  (рис. 3.6).

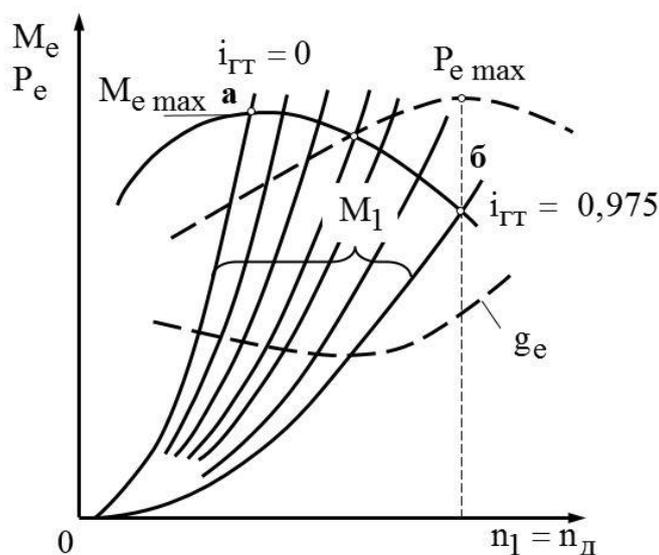


Рис. 3.6. Совмещение скоростной внешней характеристики двигателя и скоростной характеристики гидротрансформатора

Левой границей совмещения характеристик является зависимость  $M_1 = f(n_1)$  при  $i_{гт} = 0$ , а правой – при  $i_{гт} = 1$ . Независимо от нагрузки на валу турбинного колеса двигатель работает в зоне, ограниченной зависимостью  $M_1 = f(n_1)$ . В точке **а** двигатель развивает максимальный крутящий момент. Это соответствует разгону автомобиля или эксплуатацион-

ному режиму в тяжелых дорожных условиях. Точка **б** соответствует максимальной мощности двигателя (например, режим движения автомобиля с максимальной скоростью). Для частичных скоростных характеристик точки согласования **а** и **б** будут свои.

Таким образом, прозрачность гидротрансформатора определяется скоростным и нагрузочным диапазонами, которые заключены между максимальным крутящим моментом и максимальной мощностью на внешней скоростной характеристике данного двигателя.

### 3.7. Динамика разгона автомобиля

Для исследования режима разгона автомобиля составляют дифференциальные уравнения движения на каждой передаче, движения накатом в интервале переключения передач. Время переключения передач принимают постоянным ( $t_{\text{пер}} = \text{const}$ ) (табл. 3.2).

Табл. 3.2. Время переключения передач

Коробка передач	Двигатель	
	карбюраторный	дизельный
Ступенчатая		
без синхронизатора	1,3...1,5	4,5
с синхронизатором	0,2...0,5	1,0...2,5
Полуавтоматическая	0,05...0,1	0,5...0,8

В секундах

Расчетная схема движения автомобиля представлена на рис. 3.7.

1. Дифференциальное уравнение поступательного движения автомобиля на первой передаче

$$\ddot{x}_I = \left( \frac{M_p}{r_0} u_I \cdot u_{\text{ГП}} - m_a \cdot g \cdot \psi \right) \frac{1}{m_a} \eta^I, \quad (3.20)$$

где  $M_p$  – номинальный момент двигателя;  $r_0$  – радиус качения ведущего колеса без скольжения;  $u_I$  – передаточное число первой передачи;  $u_{\text{ГП}}$  – передаточное число главной передачи;  $m_a$  – масса автомобиля;  $\psi$  – коэффициент дорожного сопротивления;  $\eta^I$  – КПД буксования при разгоне на первой передаче.

Начальные условия интегрирования уравнения (3.20):  $t=0$ ;  $x_0=0$ ;  $\dot{x}=0$ . После интегрирования скорость движения

$$\dot{x}_I = \left( \frac{M_p}{r_0} u_I \cdot u_{ГП} - m_a \cdot g \cdot \psi \right) \frac{1}{m_a} \eta^I \cdot t + C_1, \quad (3.21)$$

где  $t$  – время разгона на первой передаче.

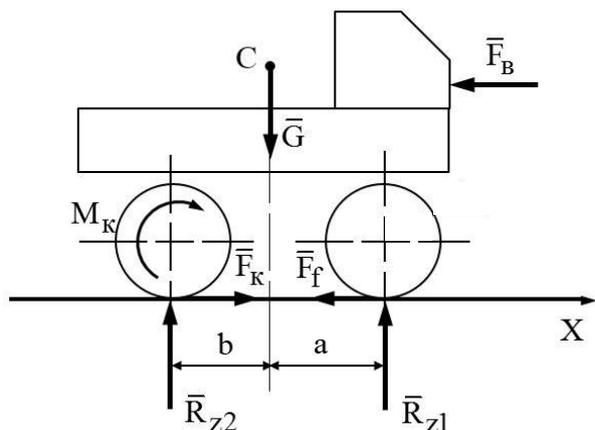


Рис. 3.7. Расчетная схема поступательного движения автомобиля

Считаем, что разгон автомобиля происходит до набора номинальной частоты вращения двигателя, т. е.

$$\dot{x}_{\text{раз}}^I = \frac{\omega_p}{u_I \cdot u_{ГП}} r_0, \quad (3.22)$$

где  $\omega_p$  – номинальная угловая скорость коленчатого вала двигателя.

На основании уравнений (3.21) и (3.22) время разгона на первой передаче

$$t_I = \frac{\omega_p \cdot r_0 \cdot m_a}{\left( \frac{M_p}{r_0} u_I \cdot u_{ГП} - m_a \cdot g \cdot \psi \right) u_I \cdot u_{ГП} \cdot \eta^I}. \quad (3.23)$$

После интегрирования уравнения (3.21) проходимый путь

$$x_{\text{раз}}^I = \left( \frac{M_p}{r_0} u_I \cdot u_{ГП} - m_a \cdot g \cdot \psi \right) \frac{1}{2m_a} \eta^I \cdot t^2 + C_2. \quad (3.24)$$

Путь разгона на первой передаче можно определить из уравнения (3.24), учитывая выражение (3.23):

$$x_{\text{раз}}^I = \frac{\omega_p \cdot r_o}{2m_a \left( \frac{M_p}{r_k} u_I \cdot u_{\text{ГП}} - m_a \cdot g \cdot \psi \right) u_I^2 \cdot u_{\text{ГП}}^2 \cdot \eta^I}. \quad (3.25)$$

2. Дифференциальное уравнение движения автомобиля накатом при переключении передач с первой на вторую

$$\ddot{x}^{I-II} = \dot{x}_{\text{раз}}^I - g \cdot \psi \cdot \eta^{I-II}, \quad (3.26)$$

где  $\eta^{I-II}$  – КПД буксования на участке переключения передач с первой на вторую.

Начальные условия уравнения (3.26):

$$t_0^{I-II} = 0;$$

$$\dot{x}_{\text{раз}}^I = \frac{\omega_p}{u_I \cdot u_{\text{ГП}}} r_o - \text{скорость в конце разгона на первой передаче};$$

$$x_{\text{о пер}}^{I-II} = 0.$$

После интегрирования уравнения (3.26) скорость движения накатом

$$\dot{x}^{I-II} = -g \cdot \psi \cdot \eta^{I-II} \cdot t + C_{II}, \quad (3.27)$$

где  $t$  – время движения автомобиля накатом (время переключения передачи с первой на вторую), заданная величина,  $t = t_{\text{пер}}^{I-II}$ ;  $C_{II}$  – постоянная

интегрированная,  $C_{II} = \frac{\omega_p}{u_I \cdot u_{\text{ГП}}} r_o$ ,

или

$$\dot{x}^{I-II} = \frac{\omega_p}{u_I \cdot u_{\text{ГП}}} r_o - g \cdot \psi \cdot \eta^{I-II} \cdot t.$$

В конце движения накатом скорость автомобиля

$$\dot{x}^{I-II} = \frac{\omega_p}{u_I \cdot u_{гп}} r_0 - g \cdot \psi \cdot \eta^{I-II} \cdot t_{пер}^{I-II}. \quad (3.28)$$

Путь, пройденный автомобилем на участке движения накатом,

$$x^{I-II} = \frac{\omega_p}{u_I \cdot u_{гп}} r_0 \cdot t_{пер}^{I-II} - g \cdot \psi \cdot \eta^{I-II} \frac{1}{2} \left( t_{пер}^{I-II} \right)^2.$$

Скорость движения и путь, пройденный за время движения на второй передаче, определяют, как и при движении на первой.

Графическое представление процесса разгона автомобиля с первой до третьей передачи приведено на рис. 3.8.

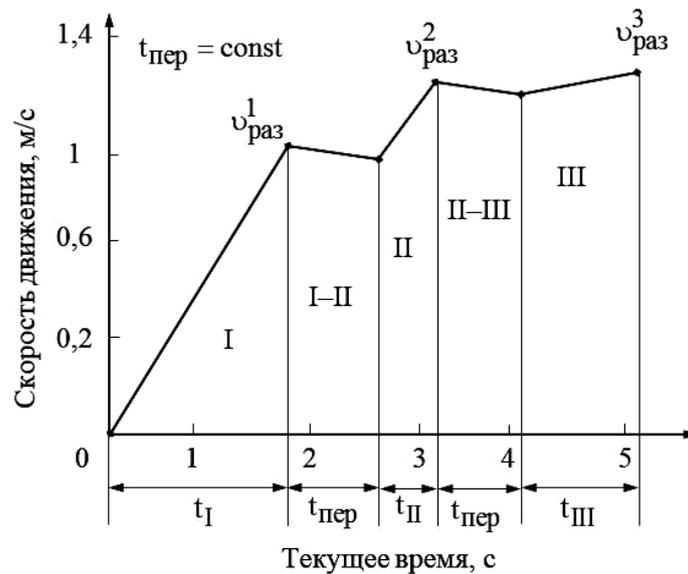


Рис. 3.8. Процесс разгона автомобиля с первой до третьей передачи:  
 $v_{раз}^1$ ,  $v_{раз}^2$ ,  $v_{раз}^3$  – скорости разгона до момента переключения передачи

### **Как Вы считаете:**

1. Какова масса легкового автомобиля, который продается в автосалоне?

2. Из каких условий определяют расположение центра масс автомобиля по его базе?

3. На что тратится мощность двигателя при движении автомобиля с максимальной скоростью?

4. Какие факторы учитываются при выборе структурного ряда передаточных чисел коробки передач?

5. Какие зависимости гидродинамических передач отражают их внешние безразмерные характеристики?

### Задачи

**Задача 1.** Легковой автомобиль с колесной формулой 4×2 имеет задний привод. Масса автомобиля  $m_a = 1820$  кг. На задний мост приходится 47 % веса. Максимальный момент двигателя равен 190 Н·м. Радиус качения колеса  $r_0 = 0,33$  м. Передаточное число главной передачи  $u_{гп} = 4,1$ , КПД трансмиссии  $\eta_{тр} = 0,92$ . Определите передаточное число первой передачи коробки передач, если автомобиль должен преодолеть дорожное сопротивление  $\psi = 0,4$ .

### Решение

1. Вес, приходящийся на ведущий мост,

$$G_2 = m_a \cdot g \cdot 0,47 = 1820 \cdot 9,8 \cdot 0,47 = 8382 \text{ Н},$$

где  $g$  – ускорение свободного падения,  $g = 9,8 \text{ м/с}^2$ .

2. Определим передаточное число первой передачи из условия преодоления максимального дорожного сопротивления:

$$u_1 = \frac{G_a \cdot \psi_{\max} \cdot r_0}{M_{e\max} \cdot u_{гп} \cdot \eta_{тр}},$$

$$u_1 = \frac{1820 \cdot 9,8 \cdot 0,4 \cdot 0,33}{190 \cdot 4,1 \cdot 0,92} = 3,3.$$

3. Определим передаточное число первой передачи из условия отсутствия буксования ведущих колес на сухом асфальте ( $\varphi = 0,7$ ):

$$u_1 = \frac{G_{\varphi} \cdot \varphi \cdot r_0}{M_{e\max} \cdot u_{гп} \cdot \eta_{тр}},$$

где  $G_{\varphi}$  – сцепной вес,

$$G_{\varphi} = G_2 \cdot k_{R_{z2}},$$

где  $k_{R_{z2}}$  – коэффициент перераспределения веса,  $k_{R_{z2}} = 1,3$ .

$$u_1 = \frac{8382 \cdot 1,3 \cdot 0,7 \cdot 0,33}{190 \cdot 4,1 \cdot 0,92} = 3,5.$$

4. Чтобы не происходило буксование ведущих колес на дороге, выбираем передаточное число первой передачи  $u_1 = 3,3$ .

*Ответ:*  $u_1 = 3,3$ .

**Задача 2.** Определите передаточное число главной передачи  $u_{ГП}$  легкового автомобиля. Известны: передаточное число высшей передачи  $u_4 = 1$ ; радиус качения колес  $r_0 = 0,31$ . Угловая скорость коленчатого вала при холостом ходе  $\omega_{ХХ} = 99,4 \text{ с}^{-1}$ , при максимальной скорости движения автомобиля  $\omega_0 = 129,9 \text{ с}^{-1}$ . Коэффициент неравномерности хода двигателя  $\delta_H = 0,7$ .

*Ответ:*  $u_{ГП} = 4,3$ .

**Задача 3.** Передаточное число в четырехступенчатой коробке передач на первой передаче  $u_1 = 3,5$ . Определите значения передаточных чисел коробки передач на промежуточных ступенях, если высшая передача прямая.

*Ответ:*  $u_2 = 2,27, u_3 = 1,47$ .

**Задача 4.** Автомобиль полной массы  $m_a = 12000$  кг на дороге с  $f = 0,025$  должен развивать скорость движения  $v_{\max} = 25$  м/с. Известны: величина  $k_B \cdot A = 2,7 \text{ Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^2$  ( $k_B$  – коэффициент сопротивления воздуха;  $A$  – мидель автомобиля); КПД трансмиссии  $\eta_{\text{тр}} = 0,85$ . Определите максимальную мощность двигателя.

*Ответ:*  $P_{e\max} = 88,45$  кВт.

**Задача 5.** Автомобиль полной массы  $m_a = 2905$  кг должен преодолевать дорожное сопротивление  $\psi = 0,32$  на дороге с коэффициентом сцепления  $\varphi = 0,55$ . На ведущий мост приходится  $m_2 = 1885$  кг. Двига-

тель развивает максимальный крутящий момент  $M_{e\max} = 220,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$ . Передаточное число главной передачи  $u_{\text{ГП}} = 5,125$ . Высшая передача в коробке передач прямая. КПД трансмиссии  $\eta_{\text{тр}} = 0,85$ . Радиус качения колес  $r_0 = 0,34 \text{ м}$ . Определите передаточные числа пятиступенчатой коробки передач.

*Ответ:*  $u_1 = 3,95$ ,  $u_2 = 2,76$ ,  $u_3 = 1,9$ ,  $u_4 = 1,33$ .

## 4. ТОРМОЗНЫЕ СВОЙСТВА АВТОМОБИЛЯ

### 4.1. Общие сведения о режиме торможения автомобиля

*Торможением* называют процесс искусственной диссипации кинетической и потенциальной энергии автомобиля.

Энергия, накопленная при движении автомобиля, в процессе торможения уменьшается. Преобразование энергии в работу трения происходит в тормозных механизмах и в пятне контакта шин с опорной поверхностью. Автомобиль оборудуется тормозными системами: рабочей, стояночной, вспомогательной и запасной. Рабочая тормозная система предназначена для уменьшения скорости движения, стояночная – для удержания автомобиля на месте, вспомогательная используется при длительном торможении (затяжных спусках), запасная предназначена для остановки автомобиля при отказе рабочей тормозной системы. На практике зачастую функции запасной системы выполняет стояночная тормозная система.

Торможение автомобиля производят колесными тормозными механизмами, трансмиссионными тормозами, двигателем и тормозами-замедлителями (ретардерами).

Различают аварийное (экстренное) и служебное торможение. Аварийное торможение производят рабочей системой с максимальной интенсивностью в определенных эксплуатационных условиях. Служебное торможение применяют для плавного уменьшения скорости. При этом используют рабочую тормозную систему, двигатель или тормоза-замедлители.

Тормозная система автомобиля состоит из тормозного привода и тормозных механизмов. Тормозной момент, развиваемый тормозным механизмом,

$$M_T = k \cdot p_{\text{изб}},$$

где  $k$  – коэффициент пропорциональности;  $p_{\text{изб}}$  – избыточное давление в тормозном приводе.

Коэффициент пропорциональности  $k$  зависит от конструкции тормозного механизма и привода.

Тормозной привод должен обладать следящим действием, т. е. величина тормозного момента пропорциональна усилию, приложенному к педали тормоза.

Рассмотрим процесс торможения автомобиля на диаграмме торможения (рис. 4.1). В точке А водитель принял решение о торможении ав-

томобиля. Время реакции водителя  $t_p$  – это время, в течение которого он переходит к действиям по торможению. Оно зависит от психологического состояния и квалификации водителя,  $t_p = 0,2 \dots 1,5$  с. В расчетах принимают  $t_p = 0,8$  с.

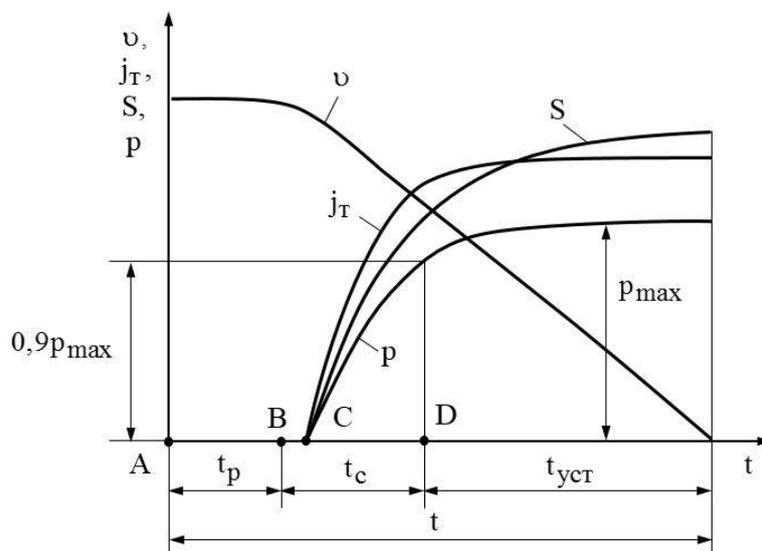


Рис. 4.1. Диаграмма торможения автомобиля

Началом торможения считают момент времени, когда водитель нажал на педаль тормоза (точка В). Проходит некоторое время запаздывания  $t_3$ , когда выбираются зазоры в тормозном приводе. Оно зависит от конструкции, типа и технического состояния привода. Для гидравлического привода  $t_3 = 0,05 \dots 0,1$  с, пневматического –  $t_3 = 0,2$  с.

Когда привод сработал – срабатывают тормозные механизмы (точка С). За время  $t_H$  нарастают давление в тормозном приводе, усилие на тормозной педали, тормозные моменты, замедление автомобиля. Это время заканчивается, когда замедление автомобиля становится постоянным (точка D). Время нарастания замедления  $t_H = 0,4 \dots 0,5$  с. Сумму  $t_3 + t_H$  называют временем срабатывания привода  $t_c$ . Оно регламентировано стандартом и составляет не более 0,6 с. Основной этап процесса торможения – установившееся торможение  $j_T = \text{const}$  (от точки D).

Оценочными показателями эффективности рабочей тормозной системы автомобиля являются установившееся замедление торможения  $j_T$  и минимальный тормозной путь  $S_T$ . Для автопоездов дополнительно определяют время срабатывания тормозной системы  $t_c$ . Для стендовых испы-

таний тормозных систем оценочными показателями являются суммарная сила торможения  $F_T$  (общая удельная тормозная сила  $\gamma_T$ ) и коэффициент осевой неравномерности тормозных сил  $K_H$ .

Стандартами нормируется усилие на педали тормоза: не более 490 Н – для легковых автомобилей, 687 Н – для грузовых. На рычаге ручного тормоза усилие не более 392 Н.

Стандартом установлены три типа дорожных испытаний рабочей тормозной системы: испытания «0»; испытания «I»; испытания «II». Испытания «0» оценивают эффективность тормозной системы при холодных тормозных механизмах, испытания «I» – при нагретых тормозных механизмах путем их предварительного торможения, испытания «II» – при механизмах, которые нагреваются торможением на затяжном спуске.

## 4.2. Уравнение движения автомобиля при торможении

Замедление автомобиля обеспечивают тормозные силы  $F_{T1}$  и  $F_{T2}$ , действующие в пятне контакта шин с опорной поверхностью (рис. 4.2). Тормозные силы можно найти по выражению

$$F_{Ti} = \frac{M_{Ti}}{r_{oi}},$$

где  $M_{Ti}$  – момент, развиваемый тормозным механизмом.

Максимальная тормозная сила, реализуемая в пятне контакта шины, определяется сцеплением шины с опорной поверхностью:

$$F_{Ti \max} = \varphi_i \cdot R_{zi}, \quad (4.1)$$

где  $\varphi_i$  – коэффициент сцепления;  $R_{zi}$  – нормальная реакция опорной поверхности.

Баланс сил, действующих на автомобиль при торможении,

$$F_j = F_T + F_\psi + F_B, \quad (4.2)$$

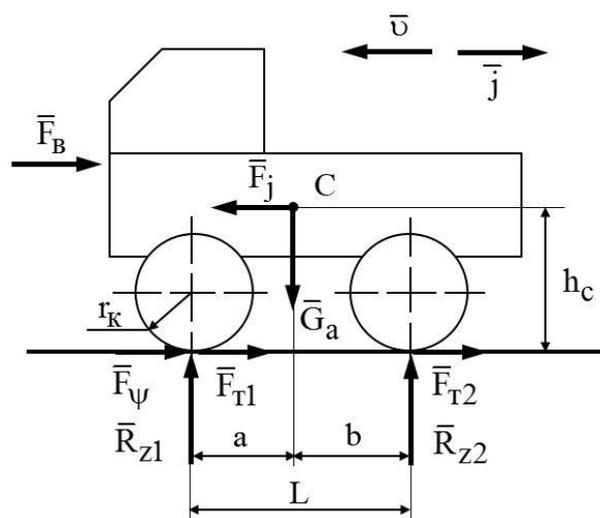


Рис. 4.2. Расчетная схема автомобиля при торможении

где  $F_{\psi}$  – сила дорожного сопротивления;  $F_B$  – сила аэродинамического сопротивления;  $F_T$  – тормозная сила,  $F_T = F_{T1} + F_{T2}$ .

На практике при торможении автомобиля скорость низкая, поэтому принимаем  $F_B = 0$ . Тогда дифференциальное уравнение движения автомобиля при торможении имеет вид:

$$\frac{dv}{dt} m_a \cdot \delta_{вр} = F_T + F_{\psi}, \quad (4.3)$$

где  $m_a$  – масса автомобиля;  $\delta_{вр}$  – коэффициент учета вращающихся масс.

При торможении колеса вращаются с небольшой угловой скоростью, поэтому сила дорожного сопротивления мала, т. е. величина близка к нулю. Если в процессе торможения двигатель отсоединен от трансмиссии, то коэффициент учета вращающихся масс  $\delta_{вр} = 1,03 \dots 1,05$ .

Принимаем  $\delta_{вр} = 1$ . Считаем, что коэффициент сцепления  $\varphi$  одинаков для всех колес. Тогда

$$F_j = F_{T \max}$$

или

$$m_a \cdot j = \varphi \cdot m_a \cdot g;$$

$$j = \varphi \cdot g, \quad (4.4)$$

где  $j$  – ускорение замедления автомобиля.

Таким образом, при торможении на горизонтальной опорной поверхности при  $\varphi = \text{const}$  максимальное замедление автомобиля зависит только от коэффициента сцепления и не зависит от его массо-геометрических параметров. Максимальное замедление автомобиля достигается на сухом твердом покрытии ( $\varphi = 0,6 \dots 0,8$ ):  $j_{\max} = 6 \dots 8 \text{ м/с}^2$ .

### 4.3. Перераспределение тормозных сил автомобиля

Интенсивность торможения автомобиля определяется полнотой использования сцепных свойств шин. Учитывая зависимость коэффициента сцепления  $\phi$  от коэффициента скольжения  $S$  шин, максимальное значение  $\phi$  достигается при определенном скольжении  $S$  в пятне контакта шины. Следовательно, и максимальное значение тормозной силы колеса зависит от величины скольжения  $S$ . Таким образом, для полного использования сцепного веса автомобиля при торможении необходимо обеспечить одинаковое скольжение пятна контакта колес.

Если тормоз формирует момент, превышающий момент по условиям сцепления колес, то колесо блокируется и скользит (юз). При этом колесо перемещается только за счет скольжения. Оно утрачивает сцепление с опорной поверхностью в направлении действия касательных и боковых сил. Нарушается устойчивость движения и управляемость автомобиля, поэтому при торможении не допускают блокировки колес.

Рассмотрим, как влияет блокировка колес на процесс торможения автомобиля. Допустим, произошла блокировка колес заднего моста. Вследствие боковых сил (неравные тормозные силы, разные условия движения колес и т. д.) продольная ось автомобиля отклоняется от направления движения (рис. 4.3). Возникает момент от силы инерции  $F_j$ , стремящийся занести мост и развернуть автомобиль. Автомобиль становится неуправляемым, движется вращаясь.

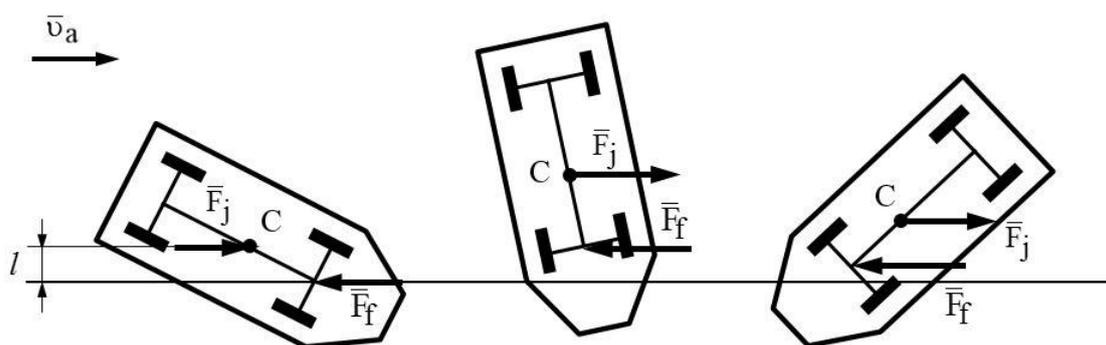


Рис. 4.3. Занос автомобиля при блокировке колес заднего моста

Блокировка колес переднего моста не позволяет водителю управлять автомобилем, при этом устойчивость его движения не нарушается. При отклонении моста от направления движения возникает момент от силы  $F_j$ , который возвращает автомобиль на траекторию движения.

Рассмотрим торможение автомобиля на горизонтальной поверхности (см. рис. 4.2).

Учитывая, что аэродинамическая сила сопротивления и сила сопротивления качению колес в сравнении с тормозными силами малы, определяем нормальные реакции:

$$R_{z1} = \frac{1}{L}(G_a \cdot b + F_j \cdot h_c); \quad R_{z2} = \frac{1}{L}(G_a \cdot a - F_j \cdot h_c). \quad (4.5)$$

При торможении автомобиля нормальная реакция опорной поверхности колес переднего моста увеличивается, а колес заднего моста – уменьшается. Величина реакций зависит от интенсивности замедления и, учитывая выражение (4.4), ее можно найти следующим образом:

$$R_{z1} = \frac{G_a}{L}(b + h_c \cdot \varphi); \quad R_{z2} = \frac{G_a}{L}(a - h_c \cdot \varphi). \quad (4.6)$$

Это максимальное значение нормальных реакций, определяющих максимальные тормозные силы на мостах (формула (4.1)).

Для эффективного торможения автомобиля необходимо, чтобы формируемые в колесных тормозах моменты изменялись пропорционально изменениям нормальных реакций по его осям. Соотношение тормозных сил по мостам, с учетом выражений (4.1) и (4.6), представлено на рис. 4.4.

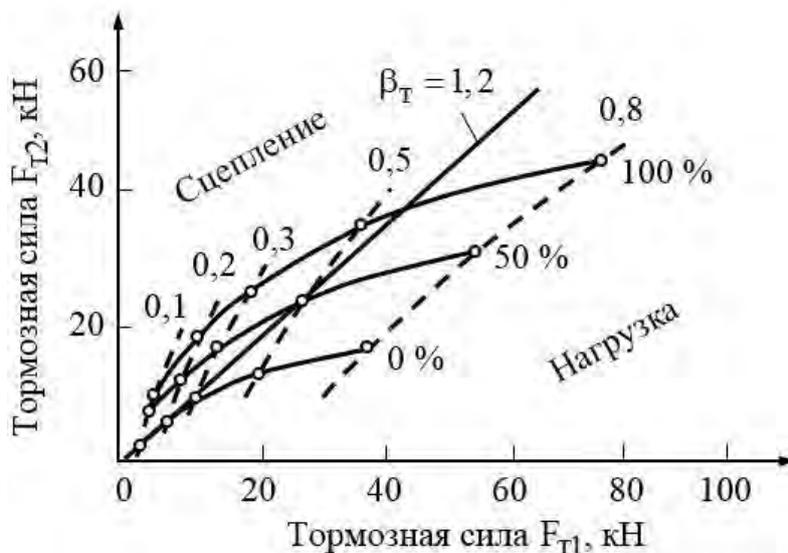


Рис. 4.4. Соотношение тормозных сил мостов автомобиля 4×2: — — — оптимальное соотношение тормозных сил; - - - значения коэффициента сцепления

Из рисунка следует, что блокировка колес мостов определяется массой автомобиля, сцеплением шин с опорной поверхностью и замедлением автомобиля.

Соотношение между тормозными силами на мостах оценивается коэффициентом распределения тормозных сил  $\beta_T$ :

$$\beta_T = \frac{F_{T1}}{F_{T2}}. \quad (4.7)$$

Для синхронности торможения колес автомобиля при их блокировке следует достичь одинакового скольжения. Данное условие выполняется при соблюдении равенства удельной тормозной силы колес:

$$\gamma_{Ti} = \frac{F_{Ti}}{R_{zi}}, \quad (4.8)$$

где  $F_{Ti}$ ,  $R_{zi}$  – тормозная сила и реакция поверхности, действующие на  $i$ -е колесо.

Таким образом, в процессе торможения автомобиля возникает необходимость регулирования величины тормозных сил по мостам и колесам.

#### 4.4. Регуляторы тормозных сил

В настоящее время в тормозной системе автомобиля применяют регуляторы тормозных сил. Их классифицируют по признаку обратной связи. Различают регуляторы без обратной связи и регуляторы с обратной связью.

**Регуляторы без обратной связи** распределяют тормозные силы по мостам в зависимости от веса и интенсивности торможения автомобиля. Усилие, с которым водитель нажимает на тормозную педаль, определяет максимальный тормозной момент. В этом случае не исключены блокировка колес и занос автомобиля.

Тормозные моменты (тормозные силы) пропорциональны давлению в тормозном приводе мостов. Рабочей характеристикой регулятора тормозных сил является зависимость давлений в переднем  $p_1$  и заднем  $p_2$  контурах тормозного привода:

$$p_2 = \alpha \cdot p_1,$$

где  $\alpha$  – коэффициент передачи регулятора.

На рис. 4.5 показаны рабочие характеристики регуляторов без обратной связи. Как видно, регулирование давлений в контурах тормозной системы происходит по простым закономерностям, в отличие от оптимального соотношения давлений.

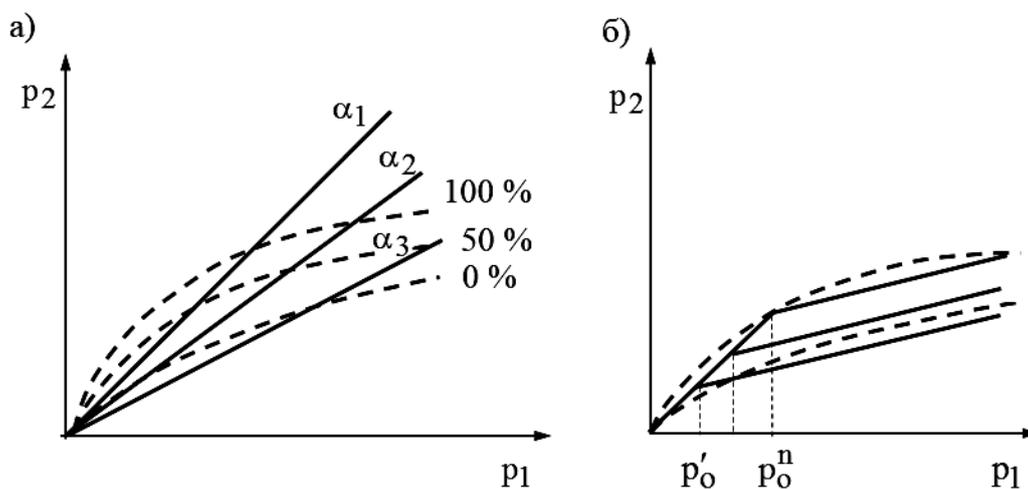


Рис. 4.5. Рабочие характеристики регуляторов: а – регулятор лучевого типа; б – регулятор с изменяемым давлением срабатывания

Регулятор лучевого типа (рис. 4.5, а) меняет коэффициент передачи  $\alpha$  в зависимости от нагрузки на мост. Сигналом для его изменения служит вертикальное перемещение балки моста. Регуляторы лучевого типа применяют при пневматическом тормозном приводе. Они повышают эффективность торможения порожнего автомобиля и автомобиля с неполной нагрузкой.

Регулятор с изменяемым давлением срабатывания представлен на рис. 4.5, б. В точке  $p_0$  происходит изменение рабочей характеристики регулятора. Положение точки срабатывания  $p_0$  и коэффициент передачи  $\alpha$  определяются нагрузкой на задний мост. Эти регуляторы используют в тормозных гидравлических приводах. На практике применяются регуляторы и с другими алгоритмами изменения давления в контурах тормозного привода.

В соответствии с нормативными документами регулирование тормозных сил необходимо обеспечить таким образом, чтобы первыми блокировались колеса передней оси (для легкового автомобиля при коэффициенте сцепления  $\varphi = 0,15 \dots 0,17$ , грузового – при  $\varphi = 0,15 \dots 0,3$ ).

**Регуляторы с обратной связью** называют антиблокировочными системами (ABS). ABS обеспечивают относительное скольжение тормозящих колес, при котором реализуется достаточно высокая величина ко-

эфициента сцепления шины с опорной поверхностью. Современные ABS поддерживают коэффициент скольжения в пределах 10...30 %. В этом промежутке тормозные силы максимальны независимо от дорожных условий. В настоящее время автомобили оборудуются электронными микропроцессорами ABS.

На рис. 4.6 приведена схема четырехканальной ABS WABCO.

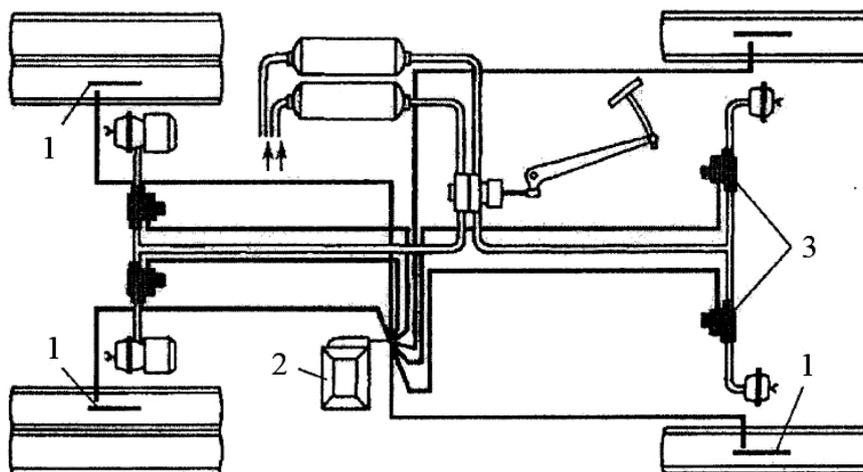


Рис. 4.6. Схема установки четырехканальной ABS WABCO: 1 – датчик угловой скорости; 2 – электронный блок управления; 3 – модулятор

В состав ABS входят:

- датчики (замедления, угловой скорости колеса и др.);
- электронный блок управления, который принимает сигнал от датчиков, обрабатывает его и отправляет команду на исполнительный механизм;
- исполнительные механизмы (модуляторы давления жидкости/воздуха).

Рассмотрим рабочий процесс ABS [6]. Электронный блок управления получает информацию от датчика, обрабатывает ее и формирует команду на электроклапан модулятора по определенному алгоритму (рис. 4.7). В алгоритме использованы установленные пределы (уставки): «-а» и «+а» – по замедлению колеса;  $\lambda_1$  и  $\lambda_2$  – по относительному скольжению.

Использование в алгоритме одновременно пределов по замедлению и скольжению объясняется тем, что регулирование по скольжению не обеспечивает качество торможения при изменении коэффициента сцепления колес, а регулирование по замедлению колеса – качество торможения на льду, на снегу.

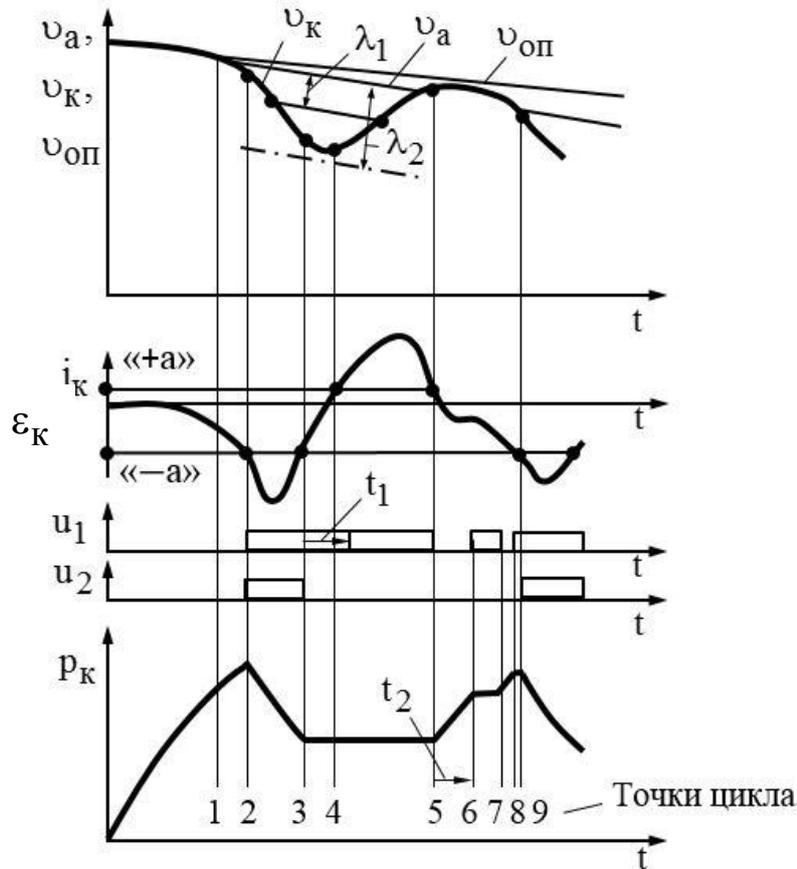


Рис. 4.7. Графики рабочего цикла ABS:  $v_a$  – скорость автомобиля;  $v_k$  – линейная скорость колеса;  $v_{оп}$  – опорная скорость;  $\epsilon_k$  – замедление колеса;  $p_k$  – давление в тормозной камере; «-а», «+а»,  $\lambda_1$ ,  $\lambda_2$  – уставки;  $t_1$ ,  $t_2$  – пороговые интервалы времени;  $u_1$ ,  $u_2$  – команды электроклапанам

Скольжение колеса определяется сравнением скорости автомобиля  $v_a$  с линейной скоростью тормозящих колес  $v_k$ .

В момент блокировки одного из колес снимается информация со всех датчиков. Скорость автомобиля в этот момент (скорость в начале цикла) выбирается равной максимальной из линейных скоростей колес  $v_k$ . В следующие моменты времени рабочего цикла ABS текущая скорость автомобиля (опорная скорость  $v_{оп}$ ) рассчитывается по начальной скорости цикла и замедлению автомобиля (величина заложена в алгоритме).

Пусть в процессе торможения замедление одного колеса превышает замедление автомобиля (точка 1 на рис. 4.7). Вычисляется опорная скорость. Когда превышаетя предел «-а» по замедлению колеса или  $\lambda_1$  по скольжению колеса, подаются команды на электроклапаны модулятора и

в тормозном приводе снижается давление – точка 2.

После того, как давление в приводе начинает уменьшаться, замедление колеса продолжает увеличиваться. Это происходит из-за инерции колеса и роста скольжения в пятне контакта шины. Состояние в пятне контакта шины критическое (зона немного левее точки 3 на рис. 4.7), колесо может заблокироваться. При своевременном снижении давления в приводе колесо не блокируется, а начинает разгоняться.

Растормаживание прекращается при достижении предела «-а» (точка 3 на рис. 4.7). Затем в течение времени  $t_1$  давление постоянное. Обычно за это время ускорение  $\varepsilon_k$  превышает предел «+а» (точка 4). Давление в приводе является постоянным до тех пор, пока указанный предел превышен. Если в течение времени  $t_2$  он не достигнут, то растормаживание будет продолжено до достижения предела  $\lambda_2$  (по скольжению).

Повторно затормаживание начинается в точке 5 (предел «+а»). Давление повышается за время  $t_2$ , которое задается для первого цикла, а потом рассчитывается заново. Повторение цикла происходит с частотой 3 Гц.

Современные антиблокировочные системы являются самонастраивающимися системами автоматического поиска. Иными словами, ABS адаптивны к дорогам с разным коэффициентом сцепления. Рассмотрим работу адаптивной ABS, используя рис. 4.8. Разность кривых  $M_T - M_\phi$  пропорциональна замедлению колеса:

$$\varepsilon_k = \dot{\omega}_k = \frac{M_T - M_\phi}{J_k},$$

где  $\omega_k$  – угловая скорость колеса;  $M_T$  – момент, развиваемый тормозным

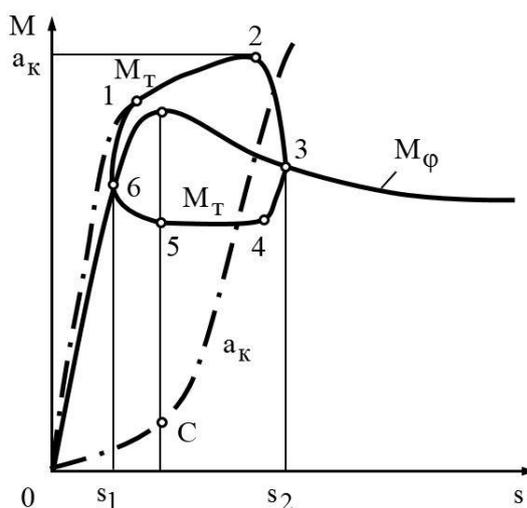


Рис. 4.8. Характеристика регулирования антиблокировочной системы:  $M$  – крутящий момент на ведущем колесе;  $M_T$  – момент, создаваемый в тормозном механизме;  $M_\phi$  – момент, реализуемый колесом по сцеплению

механизмом;  $M_{\varphi}$  – момент на колесе, реализуемый по сцеплению;  $J_k$  – момент инерции колеса.

После достижения  $M_{\varphi_{\max}}$  (точка С) замедление колеса резко возрастает и оно начинает блокироваться. Увеличение замедления вращения колеса  $\varepsilon_k$  является первым входным сигналом уменьшения давления в приводе. Однако от сигнала до момента наступления падения давления проходит некоторое время (точка 2). Замедление вращения колеса начинает уменьшаться и становится равным нулю (точка 3). Модулятор устанавливает постоянный тормозной момент (точка 4), который является максимальным для полного использования сцепления шины на данной опорной поверхности. До точки 6 колесо раскручивается, т. е. возрастает угловое ускорение колеса. Увеличение  $\varepsilon_k$  – второй сигнал повышения давления в приводе (точка 5). Коэффициент сцепления  $\varphi$  увеличивается. Затем цикл повторяется: 1–2–3–4–5–6–1.

Такой алгоритм работы ABS позволяет колесу реализовать на данной опорной поверхности достаточно высокое среднее значение коэффициента сцепления.

Современные антиблокировочные системы значительно повышают активную безопасность автомобиля.

#### 4.5. Тормозной путь автомобиля

В режиме торможения автомобиля, помимо тормозных сил, на него действуют сопротивление качению колес, сопротивление воздуха, подъем дороги и трение в трансмиссии. На дорогах, где сопротивление велико, автомобиль не развивает высокую скорость, поэтому сопротивлением качению в расчетах пренебрегают. Сопротивление воздуха оказывает влияние в начале торможения, когда скорость автомобиля высокая. Торможение двигателем осуществляется тогда, когда он соединен с трансмиссией и работает в режиме минимальной подачи топлива. Им пользуются при торможении на затяжных спусках. Для быстрой остановки автомобиля этот способ неэффективен. Рассмотрим торможение автомобиля на горизонтальной дороге.

На практике в качестве оценочного показателя процесса торможения автомобиля применяют тормозной путь  $S_T$  и остановочный путь  $S_0$ .

Путь, пройденный автомобилем за время действия тормозов, – тормозной. Если торможение происходит с максимальным замедлением для данных эксплуатационных условий, то этот путь называют минимальным тормозным путем  $S_{T \min}$ .

Из равенства кинетической энергии автомобиля и работы тормозных сил на тормозном пути имеем

$$F_{T \max} \cdot S_{T \min} = 0,5m_a (v_1^2 - v_2^2),$$

где  $v_1, v_2$  – скорости автомобиля в начале и в конце торможения соответственно.

Учтем, что  $F_{T \max} = \varphi \cdot G_a$  и в конце торможения  $v_2 = 0$ .

В результате

$$S_{T \min} = \frac{v_1^2}{2g \cdot \varphi}. \quad (4.9)$$

Остановочный путь  $S_0$  – это расстояние, пройденное автомобилем с момента принятия водителем решения о торможении до полной остановки транспортного средства. Поэтому остановочный путь равен тормозному пути и расстоянию, которое проходит автомобиль за время реакции водителя и время срабатывания тормозного привода:

$$S_0 = (t_p + t_3 + 0,5t_H) v_1 + \frac{k_э \cdot v_1^2}{2g \cdot \varphi}, \quad (4.10)$$

где  $t_p$  – время реакции водителя,  $t_p = 0,8$  с;  $t_3$  – время запаздывания,  $t_3 = 0,2$  с;  $t_H$  – время нарастания давления в приводе,  $t_H = 0,4 \dots 0,5$  с;  $k_э$  – коэффициент эффективности торможения.

В расчетах принимают следующие показатели: на опорной поверхности при  $\varphi \geq 0,4$  для легковых автомобилей  $k_э = 1,2$ , грузовых –  $k_э = 1,3 \dots 1,4$ ; при  $\varphi < 0,4$  для всех автомобилей  $k_э = 1$ .

Тормозной путь определяют во время дорожных испытаний. У автомобиля вес и его распределение по осям должны соответствовать техническим условиям. Трансмиссия и ходовая часть, за исключением тор-

мозгов, должны быть прогреты. Износ рисунка шин должен быть равномерным и не превышать 50 %. Требования к участку дороги такие же, как и при определении скоростных свойств автомобиля.

### Как Вы считаете:

1. Всегда ли тормозной момент, формируемый водителем в тормозном механизме, равен тормозному моменту, который реализуется колесом?
2. Какой тормозной путь будет у грузового автомобиля с грузом и без груза при одинаковой начальной скорости торможения?
3. Что собой представляет оптимальное распределение тормозных сил по колесам автомобиля?
4. При каких условиях срабатывает система ABS автомобиля?
5. Для чего служит система ABS: для сокращения тормозного пути или сохранения управляемости автомобиля?

### Задачи

**Задача 1.** Автопоезд движется с замедлением  $\dot{j}_T$  до остановки. Тормоз одного колеса прицепа не работает. Определите горизонтальную силу  $F$ , действующую на ось этого колеса (рис. 4.10). Известны: нагрузка на колесо  $G_K$ ; коэффициент сцепления  $\varphi$  колес с дорогой; радиус качения колеса  $r_0$ ; масса колеса  $m_K$ ; радиус инерции колеса относительно оси вращения  $\rho$ .

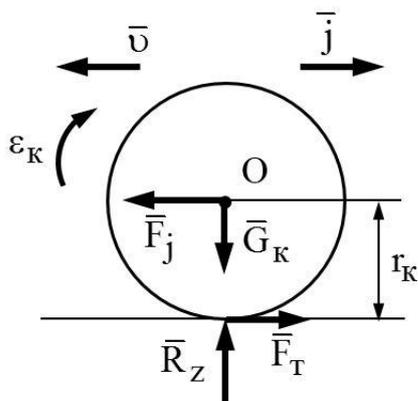


Рис. 4.9. Схема сил, действующих на тормозящее колесо

колонны  $r_0$ ; масса колеса  $m_K$ ; радиус инерции колеса относительно оси вращения  $\rho$ .

### Решение

1. Рассмотрим расчетную схему тормозящего колеса (рис. 4.9). Считаем, что проскальзывание в пятне контакта колеса мало ( $r_K \approx r_0$ ).

Определим замедление колеса  $\varepsilon_K$ , составив уравнение его вращения относительно точки O:

$$J_K \cdot \varepsilon_K = F_T \cdot r_O, \quad (4.11)$$

где  $J_K$  – момент инерции колеса относительно оси вращения;  $\varepsilon_K$  – ускорение замедления колеса;  $F_T$  – тормозная сила, реализуемая в пятне контакта колеса.

Момент инерции колеса

$$J_K = m_K \cdot \rho^2.$$

Запишем уравнение (4.11) в виде

$$m_K \cdot \rho^2 \cdot \varepsilon_K = G_K \cdot \varphi \cdot r_O.$$

Находим ускорение замедления колеса:

$$\varepsilon_K = \frac{G_K \cdot \varphi \cdot r_O}{m_K \cdot \rho^2}.$$

Тогда замедление автопоезда

$$j = \varepsilon_K \cdot r_O = \frac{G_K \cdot \varphi \cdot r_O^2}{m_K \cdot \rho^2}.$$

2. Определим горизонтальную силу  $F$ , действующую на ось незаторможенного колеса (рис. 4.10).

В пятне контакта незаторможенного колеса отсутствует скольжение при

$$j_T \leq \frac{G_K \cdot \varphi \cdot r_O^2}{m_K \cdot \rho^2}.$$

Силу  $F$ , действующую на ось незаторможенного колеса, находим из уравнения вращательного движения его относительно точки  $A$ , учитывая, что данная точка является мгновенным центром вращения колеса:

$$J_K \cdot \varepsilon_K = F \cdot r_O;$$

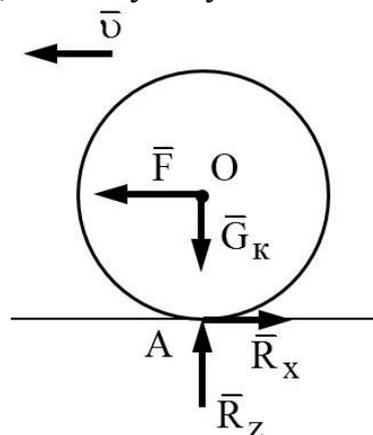


Рис. 4.10. Схема сил, действующих на незаторможенное колесо

$$(m_k \cdot \rho^2 + m_k \cdot r_0^2) \varepsilon_k = F \cdot r_0;$$

$$F = \left( \frac{\rho^2}{r_k^2} + 1 \right) m_k \cdot r_0 \cdot \varepsilon_k$$

или

$$F = m_k \cdot j_T \left( 1 + \frac{\rho^2}{r_0^2} \right).$$

*Ответ:* при замедлении автопоезда

$$j_T \leq \frac{G_k \cdot \varphi \cdot r_0^2}{m_k \cdot \rho^2}$$

горизонтальная сила, действующая на ось незаторможенного колеса,

$$F = m_k \cdot j_T \left( 1 + \frac{\rho^2}{r_0^2} \right).$$

**Задача 2.** Движущийся по горизонтальной дороге автомобиль совершает торможение с начальной скоростью  $v = 13$  м/с. Коэффициент сопротивления качению при реализации формируемых тормозных моментов в пятне контакта колес  $f = 0,4$ . Определите тормозной путь  $S_T$ .

*Ответ:*  $S_T = 21,5$  м.

**Задача 3.** Автомобиль, двигаясь по горизонтальной дороге со скоростью  $16,5$  м/с, останавливается через  $6$  с после начала торможения. Определите коэффициент сопротивления дороги  $\psi$ .

*Ответ:*  $\psi = 0,28$ .

**Задача 4.** За  $200$  м до остановки, расположенной на пригорке высотой  $3$  м, водитель автобуса, движущегося со скоростью  $15$  м/с, начинает тормозить. Какой величины должно быть постоянное сопротивление от торможения, чтобы автобус остановился на остановке? Масса автобуса  $10000$  кг. Коэффициент сопротивления качению колес  $f = 0,04$ .

*Ответ:*  $F = 5075$  Н.

**Задача 5.** Автомобиль 4×2 тормозит на горизонтальной дороге с коэффициентом сцепления  $\varphi = 0,5$ . База автомобиля  $L = 2,4$  м. На заднюю ось приходится 46 % полной массы автомобиля. Расстояние от центра масс до опорной поверхности  $h_c = 0,6$  м. Как при этом соотносятся тормозные моменты по осям при одновременной блокировке колес автомобиля?

*Ответ:* тормозные моменты  $\frac{M_{T1}}{M_{T2}} = 1,25$ .

## 5. ПЛАВНОСТЬ ХОДА АВТОМОБИЛЯ

### 5.1. Основные понятия

*Плавность хода* – это совокупность свойств автомобиля, которые ограничивают виброн нагруженность механизмов рамы, водителя, пассажиров, перевозимого груза. Колебания автомобиля, возникающие при движении по неровной опорной поверхности, оказывают неудовлетворительное влияние на его эксплуатационные свойства. На дорогах, покрытия которых с большими неровностями, предельная скорость автомобиля по плавности хода составляет 35...45 км/ч. Расход топлива увеличивается на 50...70 %, производительность транспортных работ снижается на 35...40 %.

Плавность хода автомобиля в основном определяют характеристики подвески автомобиля. Подвеской называют совокупность узлов и деталей, соединяющих мосты с рамой автомобиля. Массы узлов, механизмов и деталей автомобиля разделяют на поддрессоренные (масса элемента автомобиля воспринимается подвеской) и неподдрессоренные (масса элемента не воспринимается подвеской). Массы элементов, соединяющих поддрессоренные и неподдрессоренные механизмы, частично относят к поддрессоренной и неподдрессоренной массам.

При движении по неровностям автомобиль совершает сложное колебательное движение, которое принято рассматривать как совокупность простых видов колебаний. Свяжем с автомобилем систему координат  $OXYZ$ . Начало координат  $O$  расположим в центре масс автомобиля, плоскость  $OXZ$  – в его продольной плоскости симметрии, ось  $OX$  – в направлении движения. Рама автомобиля может поступательно перемещаться вдоль осей и совершать угловые колебания вокруг них. Автомобиль имеет шесть степеней свободы. Различают следующие виды колебаний (рис. 5.1):

- поступательные продольные перемещения (ось  $OX$ ) – подергивание;
- поступательные вертикальные перемещения (ось  $OZ$ ) – подпрыгивание;
- поступательные поперечные перемещения (ось  $OY$ ) – пошатывание;
- угловые продольные перемещения (ось  $OY$ ) – галопирование;
- угловые поперечные перемещения (ось  $OX$ ) – покачивание;
- угловые боковые перемещения (ось  $OZ$ ) – рыскание.

Практика эксплуатации колесных машин показывает, что на физиологическое состояние человека и плавность хода автомобиля основное влияние оказывают поступательные вертикальные (подпрыгивание) и угловые продольные (галопирование) перемещения.

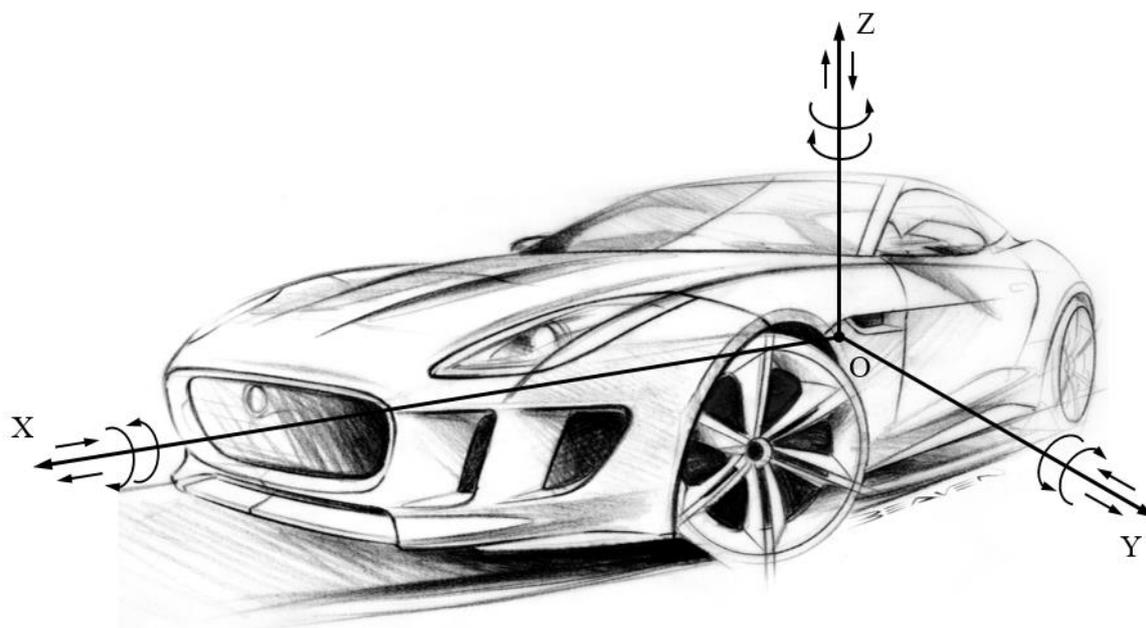


Рис. 5.1. Координатные оси и основные виды колебаний кузова автомобиля

Следует различать собственные и вынужденные колебания. Собственные колебания автомобиля возникают от единичного возмущающего воздействия. Частота их имеет определенную величину и зависит от массогеометрических параметров автомобиля и характеристики подвески. Вынужденные колебания автомобиля появляются от непрерывных возмущающих воздействий. Их частота определяется параметрами автомобиля и внешними условиями: скоростью движения, неровностями дороги и др. При этом они могут быть затухающими и незатухающими.

## 5.2. Основные характеристики подвески

Подвеска автомобиля состоит из направляющих, упругих и диссипативных элементов. Направляющие элементы предназначены для передачи силовых факторов от колес к раме и определяют перемещение колес относительно рамы.

По схеме соединения элементов подвески делят на независимые и зависимые. Независимой называется подвеска, при которой перемещение одного колеса (правого) не зависит от перемещения другого (левого), т. к. они жестко не соединены.

При зависимой подвеске колеса моста закреплены на одной жесткой балке (неразрезной мост). Перемещение одного колеса вызывает перемещение другого.

Упругие элементы подвески преобразуют энергию ударов и толч-

ков со стороны опорной поверхности в потенциальную энергию (сжатия, скручивания). Диссипативные элементы (амортизаторы) рассеивают энергию колебаний автомобиля.

В некоторых конструкциях подвески один и тот же ее элемент выполняет разные функции. Например, листовая рессора является упругим и направляющим элементом, гидропневматический элемент – диссипативным и упругим.

Свойства подвески определяет ее полный ход (полный прогиб) – перемещение оси колеса от нижнего до верхнего ограничителя хода. Полный ход включает ход отбоя и ход сжатия. Перемещение оси колеса от положения, соответствующего статической нагрузке, до нижнего ограничителя называют ходом отбоя  $\Delta_{от}$ . Ход сжатия  $\Delta_{сж}$  – перемещение оси колеса от статического положения до верхнего ограничителя. Измерения проводят в плоскости колеса.

Возможность движения автомобиля без «пробоя» подвески (удар в ограничитель хода, замыкание витков пружины) определяет ее коэффициент динамичности

$$K_d = \frac{F_{max}}{F_{ст}}$$

или

$$K_d = \frac{\Delta_{ст} + \Delta_{сж}}{\Delta_{ст}} = \frac{\Delta_{п}}{\Delta_{ст}},$$

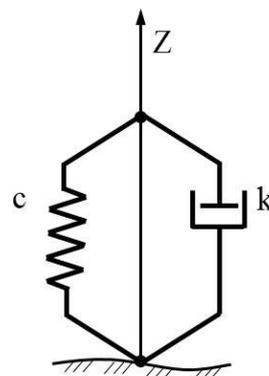


Рис. 5.2. Схематическая модель подвески

где  $F_{max}$ ,  $F_{ст}$  – максимальная и статическая нагрузки, передаваемые через подвеску, соответственно;  $\Delta_{п}$  – полный ход подвески.

На рис. 5.2 показана схематическая модель подвески. Упругий элемент имитирует пружина, а диссипативный – поршень.

Упругие свойства подвески характеризует коэффициент жесткости, отражающий зависимость вертикального перемещения оси колеса  $Z$  от действующей вертикальной нагрузки  $F$  (рис. 5.3):

$$c = \frac{dF}{dZ} = \operatorname{tg} \alpha.$$

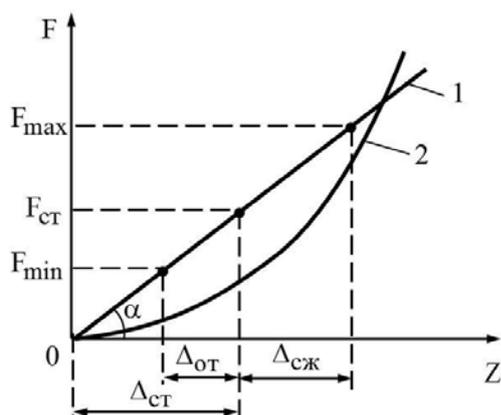


Рис. 5.3. Упругая характеристика подвески: 1 – линейная; 2 – нелинейная

автомобиля влияют характеристики диссипативного элемента (амортизатора). При этом основное значение имеет коэффициент сопротивления (неупругого сопротивления) амортизатора, равный развиваемой им силе сопротивления  $F_a$ , отнесенной к определенной скорости поршня  $v_{\text{п}}$ :

$$k = \frac{F_a}{v_{\text{п}}}$$

Характеристика амортизатора представлена на рис. 5.4. Коэффициент сопротивления амортизатора при перемещении колеса вверх (ход сжатия) и при движении его вниз (ход отбоя) должен быть различным. У амортизаторов сопротивление при ходе отбоя в 4...10 раз больше, чем при ходе сжатия.

Нелинейные характеристики упруго-диссипативных элементов подвески повышают плавность хода автомобиля.

Рассеивание энергии в подвеске происходит и за счет трения в ее элементах, которые считают постоянными.

Современные автомобили оборудуются активными системами поддресоривания. По сути, это системы автоматического управления характеристиками упругих и демпфирующих элементов подвески в зависимости от условий эксплуатации автомобиля.

При исследовании плавности хода автомобиля учитывают упругие и демпфирующие свойства шин в направлении вертикального перемеще-

Подвеска при  $c = \text{const}$  имеет линейную характеристику, а при  $c = \text{var}$  – нелинейную. У нелинейной характеристики изменение жесткости подвески может происходить по плавной либо ломаной линии.

На рисунке деформация подвески от статической нагрузки  $F_{\text{ст}}$  обозначена  $\Delta_{\text{ст}} = F_{\text{ст}}/c$ .

На колебательные свойства

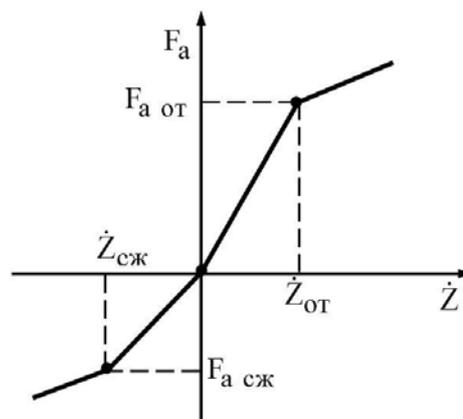


Рис. 5.4. Характеристика амортизатора

ния его центра масс. Эти свойства зависят от конструкции и размеров шины. В расчетах на плавность хода автомобиля учитывают основные характеристики шины: коэффициент жесткости  $c_{ш}$  и коэффициент демпфирования  $k_{ш}$ .

### 5.3. Характеристики неровностей опорной поверхности

Основным фактором вынужденных колебаний автомобиля являются неровности опорной поверхности. При всем их многообразии достаточно часто встречаются неровности, профиль которых можно описать аналитическими функциями.

На наезженных грунтовых дорогах возникают неровности длиной 0,5...13 м и с глубиной впадин 20...200 мм. Асфальтированная дорога при долгой интенсивной эксплуатации имеет неровности длиной 4...8 м с глубиной впадин до 50 мм. Статистическая обработка неровностей дорог показывает, что изменение их профилей можно описать гармоническими функциями.

Некоторые периодические неровности можно представить в виде простой модели – волнистой поверхности. Ординаты поверхности отсчитываются от средней линии, а их изменение от перемещения по дороге описывается гармонической функцией – косинусоидой (рис. 5.5):

$$q(\ell) = q_0 (1 - \cos(2\pi \cdot \lambda \cdot \ell)),$$

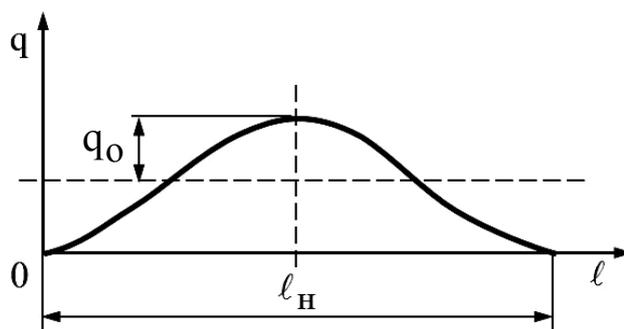


Рис. 5.5. Косинусоидальная неровность

где  $q_0$  – наибольшее отклонение (амплитуда) поверхности от средней линии;  $\lambda$  – циклическая частота.

Циклическая частота – это количество неровностей на участке дороги длиной 1 м.

$$\lambda = \frac{1}{l_H}.$$

Тогда

$$q(\ell) = q_0 \left( 1 - \cos \left( \frac{2\pi \cdot \ell}{l_H} \right) \right).$$

При исследовании микропрофиля опорной поверхности используют путевую (волновую) частоту

$$\lambda_s = \frac{2\pi}{\ell_H} = 2\pi \cdot \lambda.$$

Переход от описания неровностей опорной поверхности к их воздействию на движущийся автомобиль проводится с учетом постоянной скорости автомобиля:

$$\ell = v_a \cdot t.$$

Тогда воздействие выражается следующей формулой:

$$q(v_a, t) = q_0(1 - \cos(v \cdot t)),$$

где  $v$  – частота возмущения,  $v = \frac{2\pi \cdot v_a}{\ell_H}$ .

При постоянной скорости движения автомобиля сохраняется *соответствие между частотой возмущения и путевой частотой*:

$$v = \lambda_s \cdot v_a.$$

В реальных условиях эксплуатации автомобилей неровности носят случайный характер, их размеры и форма различны. Для такого профиля дороги описать изменение высоты неровностей  $q$  от длины пути  $\ell$  можно только статистически – случайной функцией, особенность которой состоит в том, что по характеристике неровностей на определенном участке пути невозможно рассчитать эти характеристики на следующих участках. Определенные значения случайной функции  $q(\ell)$  называют ее реализацией  $q_i(\ell)$ .

Случайная функция обладает эргодическим свойством, если по одной ее реализации устанавливаются вероятностные характеристики. Это значит, что среднее значение функции при наблюдении на большом интервале приблизительно равно среднему значению при других наблюдениях. Случайная функция является стационарной, если на ее участках вероятностные характеристики изменяются несущественно.

Для описания опорной поверхности со случайными (незакономер-

ными) неровностями применяют модели стационарной случайной эргодической функции. Адекватная модель дороги представляется следующими характеристиками: дисперсией ординат, корреляционной функцией и спектральной плотностью.

Дисперсия ординат или среднее квадратичное отклонение ординат – математическое ожидание квадрата центрированной случайной функции. Дисперсия (обработана одна реализация) (рис. 5.6) определяется по формуле

$$D_q = \lim_{L_q \rightarrow \infty} \frac{1}{L_q} \int_0^{L_q} q^2(\ell) d\ell.$$

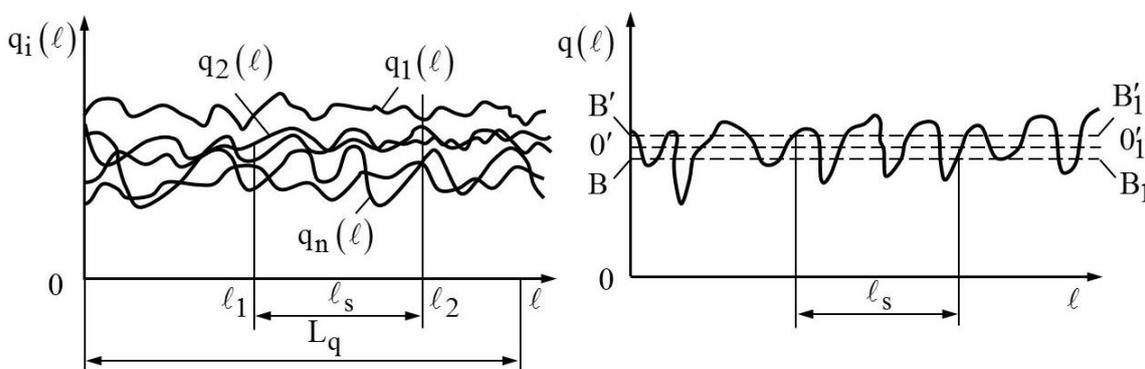


Рис. 5.6. Реализации случайной функции  $q(\ell)$  и ее центрирование [3]

Корреляционная функция отражает взаимосвязь случайных значений функции на длине дорожного участка. При осреднении по одной реализации она определяется следующим образом:

$$R_q(\ell_s) \approx \frac{1}{L_q} \int_0^{L_q} q(\ell) q(\ell + \ell_s) d\ell,$$

где  $q(\ell)$ ,  $q(\ell + \ell_s)$  – значение функции (ординаты неровности) в начале и в конце участка соответственно;  $\ell_s$  – длина участка.

Спектральная плотность дисперсии характеризует частоту повторения длин неровностей, преобладающие частоты случайного процесса, изменяющиеся по времени. Спектральная плотность дисперсии  $S_q(\lambda_s)$  и корреляционная функция связаны преобразованием Фурье:

$$S_q(\lambda_s) = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} R_q(l_s) \cos \lambda_s l_s dl_s.$$

Реакция автомобиля на возмущения со стороны опорной поверхности зависит от соотношения частоты собственных колебаний его поддресоренной массы и частоты возмущения. При близости этих частот реакция поддресоренной массы автомобиля будет наибольшей. Когда частота собственных колебаний превосходит частоту возмущений в 5...10 раз, перемещения поддресоренной массы будут малы. Если частота возмущений будет больше частоты собственных колебаний в это же количество раз, то перемещения поддресоренной массы будут большими. Это приводит к «пробою» подвески автомобиля.

Неровности опорной поверхности делят на три группы:

- 1) неровности макропрофиля – не оказывают динамического воздействия на автомобиль;
- 2) неровности микропрофиля – оказывают влияние на колебания поддресоренной массы автомобиля;
- 3) шероховатости поверхности – вызывают шум при движении автомобиля.

#### 5.4. Оценка плавности хода автомобиля

Автомобиль подвержен многообразию колебательных процессов. Колебания возникают не только по причине неровностей опорной поверхности, но и от работы различных механизмов автомобиля. Спектр колебаний разделяют на два диапазона: низкочастотные (0...25 Гц) и высокочастотные (свыше 25 Гц). Колебания оказывают большое влияние на физиологическое состояние человека. Для человеческого организма комфортны вертикальные колебания в пределах 0,8...1,5 Гц. Меньшая частота колебаний приводит к укачиванию, а большая переносится болезненно. Поэтому нормативно регламентируют показатели колебаний в зависимости от их воздействия на человека.

Основными характеристиками колебательного процесса являются амплитуда, частота, скорость и ускорение. Существенное влияние на ощущения человека оказывает частота колебаний. При низких частотах колебаний ощущения пропорциональны ускорениям, средних – скоростям, высоких – перемещениям. Болезненные ощущения человек испытывает при вертикальных колебаниях 4...8 Гц и горизонтальных 1...2 Гц.

В связи с этим стандартом регламентированы значения скорости и ускорения (табл. 5.1). При этом среднеквадратичные величины виброскорости нормируются в октавных полосах частот, а вибронагруженность определяется по выражению

$$L = 20 \lg \left( \frac{\sigma_v}{5 \cdot 10^{-8}} \right),$$

где  $\sigma_v$  – среднеквадратическая величина виброскорости в октавной полосе;  $5 \cdot 10^{-8}$  – величина виброскорости, условно принятая за границу ощущений.

Табл. 5.1. Регламентируемые значения колебаний [2]

Номер октавы	I	II	III	IV	V
Среднегеометрическая частота, Гц	1	2	4	8	10
Виброускорение, м/с <sup>2</sup>					
вертикальное	1,1	0,79	0,57	0,6	1,14
горизонтальное	0,39	0,42	0,8	1,62	3,2
Виброскорость, м/с (дБ)					
вертикальная	0,2 (132)	0,071 (123)	0,025 (114)	0,013 (108)	0,011 (107)
горизонтальная	0,063 (122)	0,035 (117)	0,032 (116)	0,032 (116)	0,032 (116)

Октава – полоса частот, определяемая средним геометрическим значением граничных частот (минимальной и максимальной). Для первой октавной полосы среднегеометрическое значение  $\sqrt{0,7 \cdot 1,4} = 1$ , второй –  $\sqrt{1,4 \cdot 2,8} = 2$  и т. д.

## 5.5. Дифференциальное уравнение свободных колебаний автомобиля

Рассмотрим двухмассовую расчетную схему автомобиля (рис. 5.7, а). Она состоит из подрессоренной массы  $m_{\text{п}}$  и неподрессоренной  $m_{\text{н}}$ . Шины обладают жесткостью  $c_{\text{ш}}$  и вязким сопротивлением  $k_{\text{ш}}$ . Подвеска имеет пружину жесткостью  $c_{\text{п}}$  и амортизатор с коэффициентом сопротивления  $k_{\text{п}}$ . Свободные колебания система совершает в том случае, если единичное возмущение нарушает ее равновесное состояние. После нарушения система предоставлена самой себе. Примером является

проезд автомобилем единичной неровности на дороге с ровной поверхностью.

Теоретически и экспериментально установлено: если свободные колебания не являются аperiодическими, то частота собственных колебаний системы незначительно зависит от сухого трения и вязкого сопротивления. Перейдем к упрощенной одномассовой расчетной схеме без элементов диссипации энергии (рис. 5.7, б).

Упругость подвески и шины моделируется пружиной с приведенной жесткостью

$$c_{\text{пр}} = \frac{c_{\text{п}} \cdot c_{\text{ш}}}{c_{\text{п}} + c_{\text{ш}}}.$$

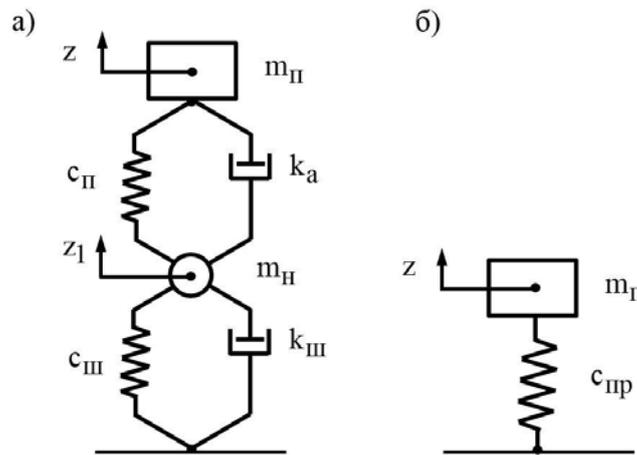


Рис. 5.7. Расчетные схемы автомобиля: а – двухмассовая модель; б – одномассовая модель

Составим уравнение движения системы с помощью уравнения Лагранжа второго рода

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{Z}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial Z_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial Z_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{Z}_i} = Q_i, \quad (5.1)$$

где  $T$  – кинетическая энергия системы;  $\Pi$  – потенциальная энергия системы;  $\Phi$  – диссипативная функция;  $Q_i$  – обобщенные силы.

Для рассматриваемой системы (см. рис. 5.7, б):

– кинетическая энергия

$$T = \frac{m_{\text{п}} \cdot \dot{z}^2}{2};$$

– потенциальная энергия

$$\Pi = \frac{c_{\text{пр}} \cdot Z^2}{2}.$$

Учитывая, что  $\Phi = 0$  и  $Q = 0$ , получаем уравнение движения

$$m_{\text{п}} \cdot \ddot{Z} + c_{\text{пр}} \cdot Z = 0.$$

После преобразования

$$\ddot{Z} + \omega^2 \cdot Z = 0,$$

где  $\omega$  – частота собственных колебаний,

$$\omega = \sqrt{\frac{c_{\text{пр}}}{m_{\text{п}}}}. \quad (5.2)$$

Из формулы (5.2) видно, что частота собственных колебаний автомобиля зависит от упругих элементов подвески, упругости шин и поддрессоренной массы. Характеристики подвески и шин задаются на стадии проектирования автомобиля. На практике частота собственных колебаний автомобиля определяется его загрузкой.

## 5.6. Дифференциальные уравнения вынужденных колебаний автомобиля

Вынужденные колебания возникают в случае движения автомобиля по неровной опорной поверхности. Характеристики этих колебаний определяются не только внешними воздействиями, но и конструктивными параметрами автомобиля. На рис. 5.8 представлена расчетная схема автомобиля для исследования вынужденных колебаний в продольной плоскости.

Для упрощения исследований рассматривается плоская модель автомобиля. Приняты следующие обозначения: поддрессоренная масса  $m_{\text{п}}$ ; момент инерции автомобиля  $J$  относительно оси, проходящей через центр масс (точку  $C$ ) перпендикулярно продольной плоскости; неподрес-

соренные массы  $m_1$ ,  $m_2$ ; жесткость подвески  $c_{\Pi}$ ,  $c_3$ ; сопротивление подвески  $k_{\Pi}$ ,  $k_3$ ; жесткость шины  $c_{\text{ш1}}$ ,  $c_{\text{ш2}}$ ; сопротивление шины  $k_{\text{ш1}}$ ,  $k_{\text{ш2}}$ ; ординаты неровностей  $q_1$ ,  $q_2$ . Автомобиль движется с постоянной скоростью. На шины действуют неровности высотой  $q_1$ ,  $q_2$ . В качестве независимых координат, определяющих перемещение масс относительно положения статического равновесия, выбираем координаты поддрессоренной ( $z_c$ ,  $\varphi$ ) и неподдрессоренных ( $z_{\Pi}$ ,  $z_3$ ) масс.

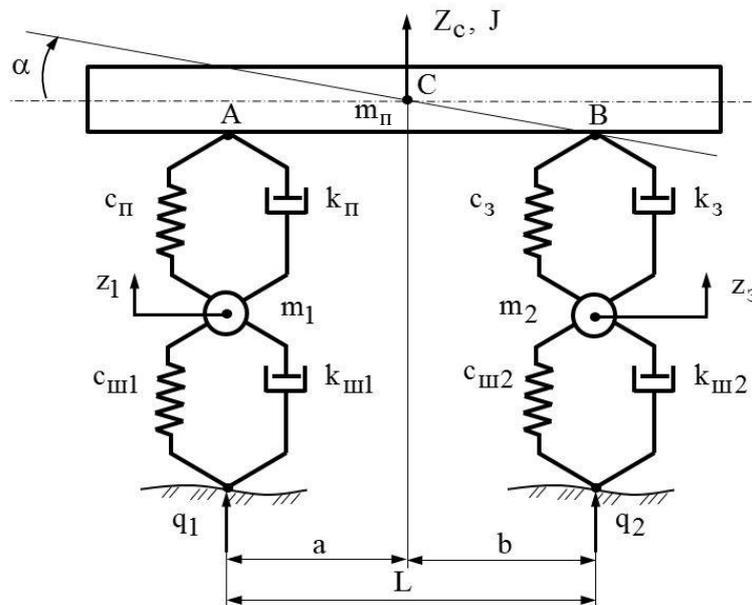


Рис. 5.8. Расчетная схема автомобиля

Уравнения движения данной системы составляем, используя уравнение Лагранжа второго рода (5.1).

Кинетическая энергия системы

$$T = 0,5m_1 \cdot \dot{z}_{\Pi}^2 + 0,5m_2 \cdot \dot{z}_3^2 + 0,5m_{\Pi} \cdot \dot{z}_c^2 + 0,5J \cdot \dot{\alpha}^2.$$

Потенциальная энергия системы

$$\begin{aligned} \Pi = & 0,5c_{\text{ш1}}(q_1 - z_{\Pi})^2 + 0,5c_{\text{ш2}}(q_2 - z_3)^2 + 0,5c_{\Pi}(z_{\Pi} - z_c - a \cdot \alpha)^2 + \\ & + 0,5c_3(z_3 - z_c + b \cdot \alpha)^2. \end{aligned}$$

Диссипативная функция системы

$$\Phi = 0,5k_{ш1}(\dot{q}_1 - \dot{z}_\Pi)^2 + 0,5k_{ш2}(\dot{q}_2 - \dot{z}_3)^2 + 0,5k_\Pi(\dot{z}_\Pi - \dot{z}_c - a \cdot \dot{\alpha})^2 + \\ + 0,5k_3(\dot{z}_3 - \dot{z}_c + b \cdot \dot{\alpha})^2.$$

Продифференцировав выражения по независимым координатам и подставив их в уравнение (5.1), получим

$$\begin{aligned} m_\Pi \cdot \ddot{z}_c - k_\Pi(\dot{z}_\Pi - \dot{z}_c - a \cdot \dot{\alpha}) - k_3(\dot{z}_3 - \dot{z}_c + b \cdot \dot{\alpha}) - \\ - c_\Pi(z_\Pi - z_c - a \cdot \alpha) - c_3(z_3 - z_c + b \cdot \alpha) = 0; \\ J \cdot \ddot{\alpha} - a \cdot k_\Pi(\dot{z}_\Pi - \dot{z}_c - a \cdot \dot{\alpha}) + b \cdot k_3(\dot{z}_3 - \dot{z}_c + b \cdot \dot{\alpha}) - \\ - a \cdot c_\Pi(z_\Pi - z_c - a \cdot \alpha) + b \cdot c_3(z_3 - z_c + b \cdot \alpha) = 0; \\ m_1 \cdot \ddot{z}_\Pi - k_{ш1}(\dot{q}_1 - \dot{z}_\Pi) + k_\Pi(\dot{z}_\Pi - \dot{z}_c - a \cdot \dot{\alpha}) - \\ - c_{ш1}(q_1 - z_\Pi) + c_\Pi(z_\Pi - z_c - a \cdot \alpha) = 0; \\ m_2 \cdot \ddot{z}_3 - k_{ш2}(\dot{q}_2 - \dot{z}_3) + k_3(\dot{z}_3 - \dot{z}_c + b \cdot \dot{\alpha}) - \\ - c_{ш2}(q_2 - z_3) + c_3(z_3 - z_c + b \cdot \alpha) = 0. \end{aligned} \quad (5.3)$$

Система уравнений (5.3) описывает вынужденные колебания автомобиля. Функции возмущения

$$R_1 = k_{ш1} \cdot \dot{q}_1 + c_{ш1} \cdot q_1,$$

$$R_2 = k_{ш2} \cdot \dot{q}_2 + c_{ш2} \cdot q_2$$

входят в третье и четвертое уравнения системы (5.3) соответственно.

Отметим, что если упругая сила шины вследствие ее деформации меньше величины силы сухого трения подвески, то неподрессоренная масса ( $m_1, m_2$ ) не перемещается относительно поддрессоренной  $m_\Pi$ . Иначе говоря, подвеска не работает. Автомобиль колеблется на шинах, совершая свободные колебания. При этом, как показывают исследования, амплитуда колебаний небольшая, частота – высокая.

Если упругая сила шины больше силы сухого трения подвески, происходят перемещения неподрессоренной массы относительно поддрессоренной. Автомобиль совершает колебания на упругих элементах подвески и шинах. Вынужденные колебания автомобиля наглядно представляются и удобны для анализа его амплитудно-частотной характеристикой



(АЧХ), в которой отражена графическая зависимость амплитуды, ускорений корпуса, колес автомобиля от частоты возмущающей силы. АЧХ строят по результатам численного интегрирования системы дифференциальных уравнений, описывающих вынужденные колебания автомобиля, и моделирования случайных воздействий на него. Пример АЧХ автомобиля представлен на рис. 5.9.

На рисунке видны два резонанса в области низких и высоких частот возмущающей силы. При низкочастотном резонансе перемещения и ускорения поддресоренной массы возрастают. Это вызвано работой подвесок, поскольку увеличивается амплитуда колебаний неподресоренных масс. В диапазоне высокочастотного резонанса поддресоренная масса колеблется с очень малой амплитудой и с высокими ускорениями.

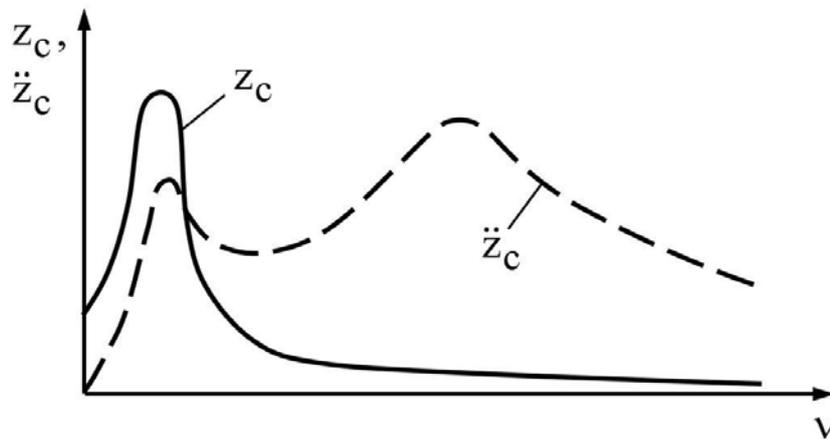


Рис. 5.9. Амплитудно-частотная характеристика автомобиля

Иногда, в зависимости от цели исследования, возникает необходимость расположить поддресоренную массу автомобиля  $m_{\Pi}$  над мостами в точке А —  $m_A$  и точке В —  $m_B$  (см. рис. 5.8). Чтобы влияние этих масс было эквивалентно влиянию массы  $m_{\Pi}$ , следует выполнить следующие условия:

– поддресоренная масса автомобиля должна равняться сумме вводимых масс:

$$m_A + m_B = m_{\Pi};$$

– центр тяжести вводимых масс должен быть в точке С:

$$m_A \cdot a = m_B \cdot b;$$

– момент инерции вводимых масс относительно точки С должен равняться J:

$$m_A \cdot a^2 + m_B \cdot b^2 = J.$$

Из этих условий определяем:

$$m_A = \frac{m_{\Pi} \cdot \rho^2}{a \cdot L};$$

$$m_B = \frac{m_{\Pi} \cdot \rho^2}{b \cdot L},$$

где  $\rho$  – радиус инерции автомобиля относительно оси, проходящей через точку С перпендикулярно его продольной плоскости; L – база автомобиля.

При выборе расчетной схемы автомобиля важно учитывать коэффициент распределения подрессоренных масс

$$\varepsilon = \frac{\rho^2}{a \cdot b}.$$

Обычно компоновка современных автомобилей такова, что  $\rho^2 \approx a \cdot b$ . Хорошая плавность хода автомобиля проявляется при полной его загрузке. В этом случае коэффициент  $\varepsilon$  близок к единице. Поэтому, если автомобиль имеет  $\varepsilon = 0,8 \dots 1,2$ , можно рассматривать независимые колебания его передней и задней частей, используя при этом расчетные схемы с двумя степенями свободы: неподдресоренную массу моста и часть подрессоренной массы автомобиля, приходящуюся на этот мост.

### ***Как Вы считаете:***

1. Почему ограничители хода подвески делают из резины?
2. Изменится ли характеристика пружины подвески автомобиля при замене штатных шин на низкопрофильные?

3. Какие колебания (по частоте) совершают поддресоренные и неподдресоренные массы?

4. Какие характеристики автомобиля влияют на частоту собственных колебаний его масс?

5. Для каких режимов движения характерны установившиеся колебания рамы автомобиля?

### Задачи

**Задача 1.** По горизонтальной опорной поверхности прямолинейно движется автомобиль. Его кузов совершает вертикальные колебания по закону  $Z = 0,02 \sin(10t)$  м. Масса шасси  $m_1 = 408$  кг, масса кузова  $m_2 = 1412$  кг. Определите наибольшую и наименьшую силы давления автомобиля на опорную поверхность.

#### Решение

Расчетная схема представлена на рис. 5.10.

Кузов автомобиля 2 взаимодействует с шасси 1 через рессоры.

1. Рассмотрим шасси 1.

Давление, которое оно передает на опорную поверхность,

$$F = R_z = G_1 + F_p,$$

где  $R_z$  – вертикальная реакция опорной поверхности;  $G_1$  – вес шасси;  $F_p$  – сила упругости рессор.

2. Для определения силы упругости рессор  $F_p$  составим уравнение вертикального движения кузова:

$$m_2 \cdot \ddot{z} = G_2 - F_p;$$

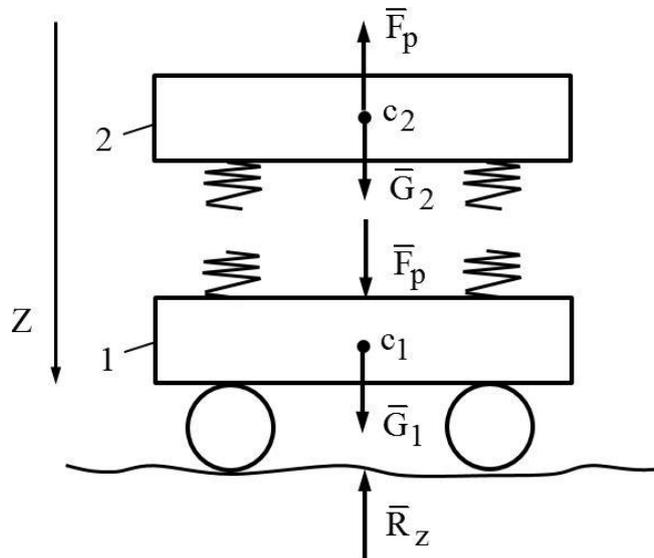


Рис. 5.10. Расчетная схема к задаче 1

$$F_p = G_2 - m_2 \cdot \ddot{z}.$$

Учитывая заданный закон вертикального перемещения кузова, получаем

$$F_p = G_2 + m_2 \cdot 2\sin(10t).$$

3. Определяем силу давления шасси на опорную поверхность с учетом пределов изменения функции  $\sin(10t)$ :

$$F = G_1 + G_2 \pm 2m_2.$$

Максимальное значение силы давления

$$F_{\max} = 408 \cdot 9,8 + 1412 \cdot 9,8 + 1412 \cdot 2 \approx 2,0 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Минимальное значение силы давления

$$F_{\min} = 408 \cdot 9,8 + 1412 \cdot 9,8 - 1412 \cdot 2 = 1,5 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

*Ответ:*  $F_{\max} \approx 2,0 \cdot 10^4 \text{ Н}; F_{\min} = 1,5 \cdot 10^4 \text{ Н.}$

**Задача 2.** Периодические неровности опорной поверхности длиной  $\ell = 11,5 \text{ м}$  вызывают вынужденные вертикальные колебания звеньев автопоезда. Статический прогиб рессор прицепа полной массы  $\ell_{\text{ст}} = 0,04 \text{ м}$ . Определите скорость движения автопоезда, при которой произойдет галопирование прицепа.

*Ответ:*  $v = 28,88 \text{ м/с.}$

**Задача 3.** Автомобиль движется по неровной опорной поверхности со скоростью  $v$  (рис. 5.11). Возмущающее воздействие на колебательную систему представлено в виде синусоидального возмущения  $q = h \cdot \sin \omega_B \cdot t$  с заданной длиной возмущающего воздей-

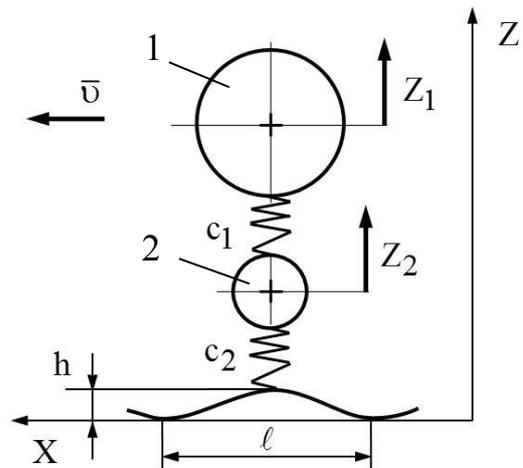


Рис. 5.11. Расчетная схема к задаче 3

ствия  $\ell$ , высотой  $h$  и частотой  $\omega_B$ . Подрессоренная масса  $m_1 = 3000$  кг, неподрессоренная масса  $m_2 = 90$  кг. Жесткости:  $c_1 = 1152$  кН/м,  $c_2 = 700$  кН/м. Определите скорость движения автомобиля, при которой возникают максимальные амплитуды колебаний масс.

*Ответ:*  $v = 46,4$  км/ч.

**Задача 4.** При движении по дороге с периодическими неровностями кузов автомобиля совершает вертикальные гармонические колебания. Амплитуда колебаний  $q = 3$  см. При какой частоте колебаний кузова автомобиля пассажир отделяется от сиденья?

*Ответ:*  $\omega = 18$  с<sup>-1</sup>.

## 6. УПРАВЛЯЕМОСТЬ И УСТОЙЧИВОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

### 6.1. Основные понятия

Управляемость – это совокупность свойств, обуславливающих возможность изменять в соответствии с желанием водителя, воздействующего на рулевое колесо, направление движения автомобиля при поддержании возможно высокой скорости. К основным количественным показателям управляемости автомобиля относят:

- предельные значения кривизны траектории автомобиля при круговом движении (минимальный радиус поворота);
- предельные скорости изменения кривизны траектории различных точек автомобиля;
- значения отклонений траектории и направления фактического движения от заданных.

К показателям управляемости относят также количество энергии, затрачиваемой водителем на управление автомобилем при заданной траектории движения.

Движение автомобиля на повороте включает три участка (рис. 6.1).

Вход в поворот (участок А–В): управляемые колеса поворачиваются, изменяется кривизна траектории движения, а следовательно, радиус поворота автомобиля  $R = \text{var}$ . Установившийся поворот (участок В–С): управляемые колеса повернуты на некоторый угол, радиус поворота  $R = \text{const}$ . Выход из поворота (участок С–D): управляемые колеса поворачиваются в нейтральное положение, радиус поворота  $R = \text{var}$ .

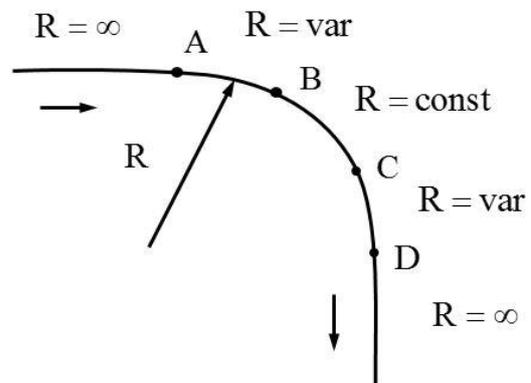


Рис. 6.1. Траектория поворота автомобиля

Поворот колесной машины осуществляется за счет:

- управляемых колес (одной оси или двух);
- создания разных крутящих моментов на ведущих колесах по бортам;
- шарнирно-сочлененной рамы.

Управляемость автомобиля характеризуется не только реакцией на поворот руля, но и его устойчивостью при управляемом движении. Устойчивость автомобиля – это его способность противостоять боковому

заносу и опрокидыванию. При прямолинейном движении должна обеспечиваться хорошая управляемость. Водитель не должен постоянно поддерживать заданное направление движения. В режиме поворота особое значение приобретает устойчивость против заноса и опрокидывания при действии центробежной силы. Способность автомобиля сохранять траекторию движения центра масс называют траекторной устойчивостью; сохранение ориентации продольной оси автомобиля на траектории движения – курсовой.

Показателем траекторной устойчивости служит изменение вектора скорости центра масс; курсовой – изменение угловой скорости автомобиля относительно оси, перпендикулярной к опорной поверхности движения.

Управляемость и устойчивость автомобиля взаимно влияют друг на друга и зависят от конструкции автомобиля и рулевого управления, подвески и шин.

В общем случае автомобиль совершает криволинейное движение с изменяющейся кривизной траектории. Способность автомобиля совершать поворот с минимальным радиусом называется поворотливостью. Чем меньше радиус поворота, тем лучше поворотливость автомобиля.

Минимальным радиусом поворота  $R_{\min}$  называют радиус траектории следа переднего наружного колеса при максимальном угле поворота управляемых колес.

Рассмотрим, при каком условии может осуществляться поворот автомобиля за счет управляемых колес одной оси (рис. 6.2).

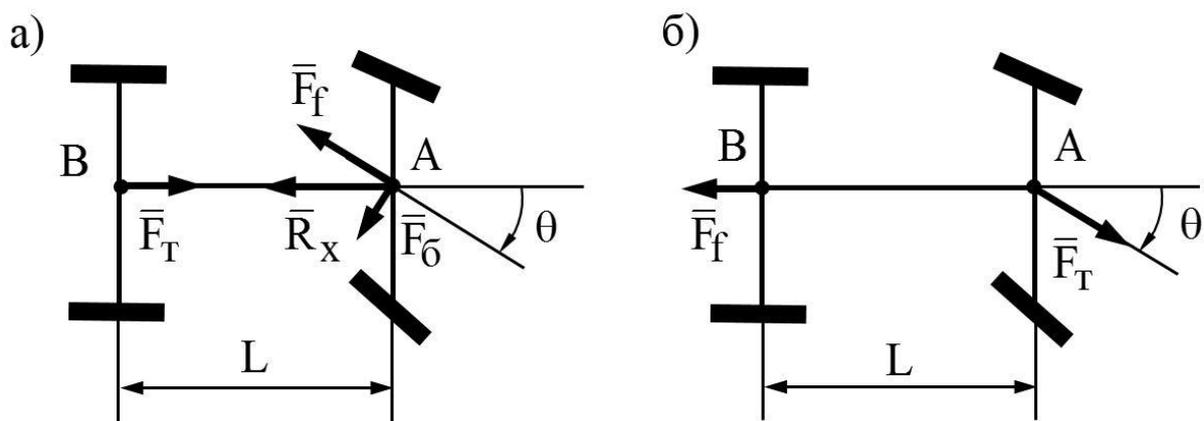


Рис. 6.2. Схема поворота автомобиля: а – задние ведущие колеса; б – передние ведущие колеса

Движение происходит с малой скоростью. Толкающее усилие  $F_T$  заднего ведущего моста передается через раму в направлении продольной оси симметрии автомобиля на передний мост (рис. 6.2, а). В пятне контакта управляемых колес возникают реакции, равнодействующая которых  $R_x$ . При малом угле поворота управляемых колес  $\theta$  считаем, что сила  $R_x$  лежит на линии действия силы  $F_T$  и  $F_T = R_x$ .

Реакцию  $R_x$  раскладываем на силу сопротивления качению колес  $\bar{F}_f$  и боковую силу  $\bar{F}_\delta$ . Сила сопротивления качению колес

$$F_f = \frac{M_f}{r_0} = f \cdot R_z,$$

где  $M_f$  – момент сопротивления качению;  $r_0$  – радиус качения колеса без скольжения в пятне контакта шины;  $f$  – коэффициент сопротивления качению;  $R_z$  – вертикальная нагрузка на управляемый мост.

Учтем, что

$$F_T = R_x = \frac{F_f}{\cos \theta},$$

где  $\theta$  – средний угол поворота управляемых колес.

Сила  $F_f$  создает относительно точки **В** момент сопротивления повороту автомобиля, а сила  $F_\delta$  – поворачивающий момент. При равномерном движении в повороте эти моменты равны.

$$F_\delta \cdot L \cdot \cos \theta = F_f \cdot L \cdot \sin \theta. \quad (6.1)$$

Сила  $R_x$  ограничена по сцеплению колес ( $R_{x \max} = \varphi \cdot R_z$ ), а сила  $F_\delta = R_x \cdot \sin \theta$ . Тогда

$$\varphi \cdot R_z \cdot \sin \theta \cdot L \cdot \cos \theta = R_z \cdot f \cdot L \cdot \sin \theta$$

или

$$\varphi \cdot \cos \theta \geq f. \quad (6.2)$$

Если условие (6.2) выполняется, то поворот автомобиля будет происходить. Если это условие не будет соблюдено, поворот автомобиля не



произойдет, т. к. управляемые колеса будут скользить по опорной поверхности.

Качение колес может происходить без скольжения в пятне контакта при углах поворота  $\theta \approx 78...88^\circ$  с учетом разнообразия эксплуатационных условий. Рулевая трапеция автомобилей обеспечивает максимальный угол поворота управляемых колес  $35...45^\circ$ .

У автомобилей с передними ведущими управляемыми колесами поворачивающий момент создает сила тяги (рис. 6.2, б):

$$M_{\text{ПП}} = F_T \cdot L \cdot \sin \theta. \quad (6.3)$$

Сравним поворачивающие моменты у автомобиля с задними  $M_{\text{ПЗ}}$  и передними  $M_{\text{ПП}}$  ведущими управляемыми колесами. Предположим, что база  $L$  и толкающее усилие  $F_T$  у них одинаковые. Тогда, с учетом левой части выражений (6.1) и (6.3), запишем следующее:

$$M_{\text{ПЗ}} = M_{\text{ПП}} \cdot \cos \theta. \quad (6.4)$$

Получаем, что поворачивающий момент у автомобиля с задними ведущими неуправляемыми колесами меньше, чем у автомобиля с передними ведущими управляемыми колесами. При увеличении угла поворота  $\theta$  различие это усиливается, т. к.  $\cos \theta$  уменьшается.

Поворот автомобиля с передними ведущими управляющими колесами может происходить при выполнении условия

$$F_T \leq F_{\varphi \text{max}}.$$

В связи с тем, что при повороте у автомобилей с передним приводом (в отличие от заднего привода) сохраняется баланс сил  $F_T$  и  $F_f$ , то

$$f \leq \varphi. \quad (6.5)$$

Сравнив выражения (6.2) и (6.5), сделаем заключение, что устойчивость в повороте по сцеплению с опорной поверхностью у автомобилей с передними ведущими управляемыми колесами выше, чем у автомобилей с задними неуправляемыми колесами, а следовательно, выше и управляемость.

## 6.2. Увод колеса

Шина колеса имеет податливость в тангенциальном, радиальном и боковом направлениях. Рассмотрим влияние боковой податливости шины на управляемость и устойчивость автомобиля (рис. 6.3). Пусть шина имеет очень малую податливость в боковом направлении (давление воздуха в шине велико). При действии боковой силы  $F_{\text{б}}$  на колесо деформация шины мала. Элементы шины в пятне контакта с опорной поверхностью и вне его симметричны относительно плоскости симметрии шины, перпендикулярной оси колеса. Направление движения колеса совпадает с плоскостью его вращения, т. е. вектор скорости  $v_0$  лежит на линии в–в.

Под действием боковой силы податливая в боковом направлении шина деформируется. Диск колеса смещается в сторону действия силы относительно пятна контакта на некоторую величину. При этом элементы шины в пятне контакта и вне его несимметричны относительно плоскости симметрии, указанной выше. Изменяется форма пятна контакта (из эллиптической на «бобовидную»). В совокупности это приводит к тому, что направление движения колеса не совпадает с плоскостью его вращения. Вектор скорости  $v_0$  не лежит на линии в–в и составляет с плоскостью вращения колеса угол  $\delta$ , называемый углом увода колеса (рис. 6.3).

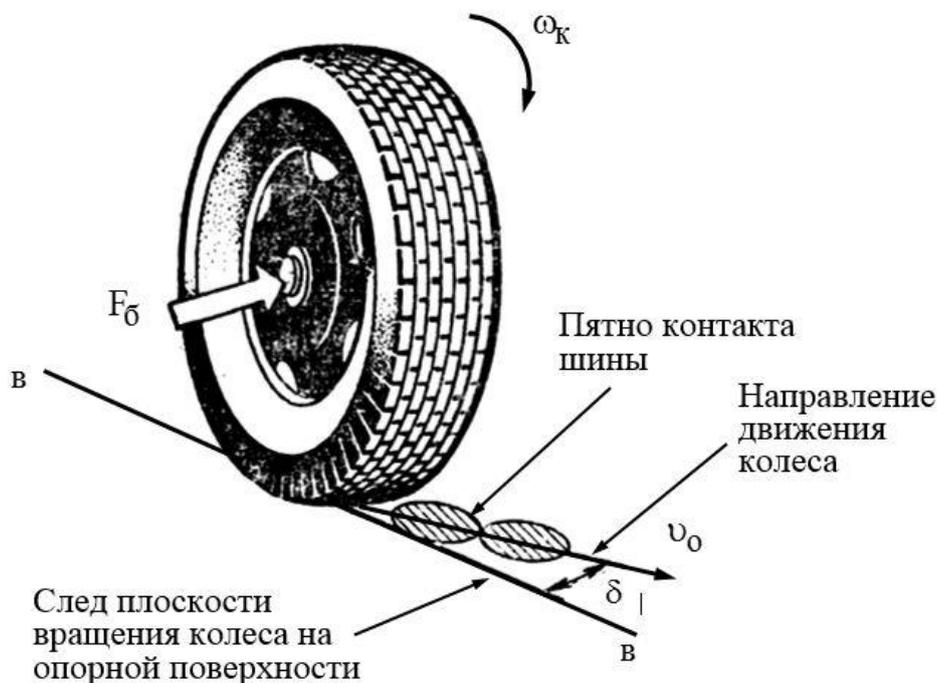


Рис. 6.3. Схема качения колеса с уводом:  $F_{\text{б}}$  – боковая сила;  $v_0$  – скорость центра колеса;  $\delta$  – угол увода;  $\omega_k$  – угловая скорость вращения колеса

Характеристикой бокового увода колеса служит коэффициент сопротивления уводу

$$k_y = \frac{F_{\delta}}{\delta}. \quad (6.6)$$

Коэффициент  $k_y$  зависит от конструкции и характеристик шины, нормальной нагрузки на колесо и др.

Следует отметить, что на автомобиль постоянно действуют различные боковые силы: поперечный уклон дороги, боковой ветер, неровная опорная поверхность и т. д. При действии номинальной весовой нагрузки на колесо значение коэффициента сопротивления уводу имеет максимальное значение. Для шин легковых автомобилей значение коэффициента  $k_y = 15...40$  кН/рад, грузовых –  $k_y = 60...120$  кН/рад.

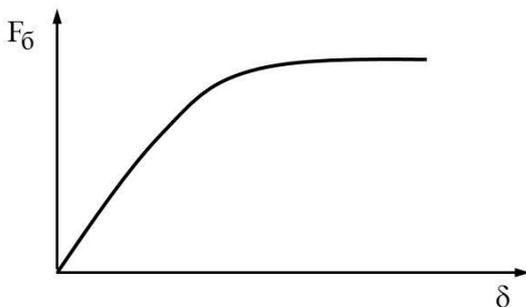


Рис. 6.4. Зависимость угла увода от боковой силы

Зависимость угла увода  $\delta$  от боковой силы  $F_{\delta}$  представлена на рис. 6.4.

На линейном участке зависимости увод возникает вследствие упругой деформации шины. При некотором значении боковой силы в пятне контакта шины начинается проскальзывание (нелинейный участок зависимости). При даль-

нейшем возрастании боковой силы начинается полное скольжение колеса в боковом направлении.

В зависимости от кинематической схемы подвески колеса могут иметь наклон в поперечной вертикальной плоскости (так называемый развал колеса) (рис. 6.5). При таком расположении колеса от нормальной нагрузки  $G$  возникает боковое силовое воздействие в сторону наклона. Колесо начинает катиться с уводом.

Таким образом, при наклоне колеса возникает увод в сторону наклона, который называют кинематическим уводом колеса. Угол увода при этом определяется по выражению

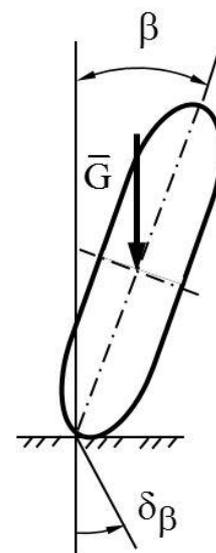


Рис. 6.5. Увод колеса при наклоне



$$\operatorname{ctg}\alpha - \operatorname{ctg}\beta = \frac{l_k}{L}, \quad (6.7)$$

где  $\alpha$ ,  $\beta$  – углы поворота управляемых колес – наружного и внутреннего соответственно;  $l_k$  – расстояние между осями шкворней поворотных цапф;  $L$  – база автомобиля.

Уравнение (6.7) называют уравнением рулевой трапеции автомобиля.

Расстояние от мгновенного центра поворота (точки  $O$ ) до продольной плоскости симметрии автомобиля называют его радиусом поворота  $R$ .

Радиус поворота равен расстоянию  $OB$  (см. рис. 6.6):

$$R = \frac{L}{\operatorname{tg}\theta},$$

где  $\theta$  – средний угол поворота управляемых колес.

Поворот автомобиля характеризуют траектории следов переднего наружного колеса  $R_H$  и заднего внутреннего колеса  $R_B$ . Радиус  $R_H$  траектории следа переднего наружного колеса при максимальном угле поворота управляемых колес называют минимальным радиусом поворота автомобиля  $R_{\min}$ .

При совершении поворота на высокой скорости мосты автомобиля движутся с уводом (рис. 6.7).

Это объясняется возникновением значительной величины центробежной силы  $F_{ц}$ , приложенной в центре масс. В рассматриваемом случае центр поворота автомобиля (точка  $O$ ) смещается от линии, проходящей через задний мост, на величину

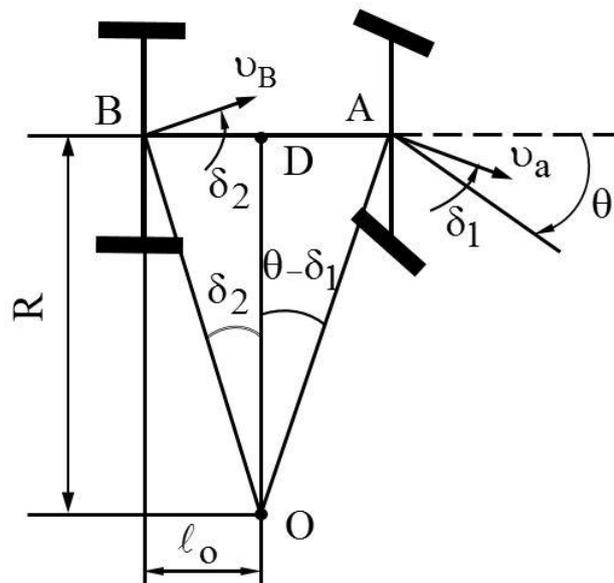


Рис. 6.7. Схема поворота колес с учетом их увода

$$l_o = R \cdot \operatorname{tg}\delta_2. \quad (6.8)$$

Радиус поворота автомобиля равняется расстоянию ОД:

$$R = \frac{L}{\operatorname{tg}(\theta - \delta_1) + \operatorname{tg}\delta_2}. \quad (6.9)$$

Из формул (6.8) и (6.9) следует, что смещение центра поворота и радиус поворота автомобиля зависят от его базы, углов поворота управляемых колес и углов увода передних и задних колес.

Таким образом, траектория криволинейного движения автомобиля определяется влиянием углов поворота управляемых колес, характеристиками шин и опорной поверхности, силовых факторов, действующих на колеса.

#### 6.4. Поворачиваемость автомобиля

Из анализа формулы (6.9) следует, что при постоянном среднем угле поворота управляемых колес радиус поворота автомобиля изменяется в зависимости от соотношения углов увода мостов. Следовательно, изменяется кривизна траектории движения центра масс автомобиля. В связи с этим введено понятие поворачиваемости. Свойство автомобиля изменять кривизну траектории движения при действии на него бокового силового воздействия при постоянном угле поворота управляемых колес называют поворачиваемостью.

Рассмотрим движение двухосного автомобиля при внешнем боковом воздействии. Различают три вида поворачиваемости автомобиля:

- нейтральную (статическую);
- недостаточную;
- избыточную.

Автомобиль имеет нейтральную поворачиваемость (рис. 6.8, а), если углы уводов мостов будут одинаковы, т. е.  $\delta_1 = \delta_2$  ( $m_1/k_{y1} = m_2/k_{y2}$ ) ( $m_1, m_2$  – массы, создающие нагрузку на передний и задний мосты). Прямолинейно движущийся автомобиль под действием бокового силового воздействия будет смещаться под углом  $\delta = \delta_1 = \delta_2$  к заданному направлению (рис. 6.8, б). Поэтому водитель периодически корректирует движение поворотом руля. У такого автомобиля остается постоянным радиус поворота  $R$  при неизменном повороте управляемых колес независимо от скорости движения.

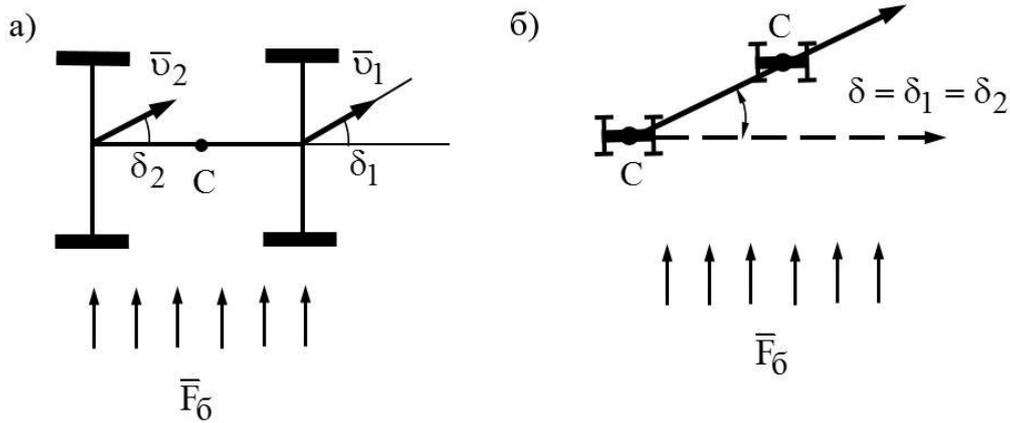


Рис. 6.8. Движение автомобиля с нейтральной поворачиваемостью

У автомобиля с недостаточной поворачиваемостью (рис. 6.9, а) угол увода переднего моста больше, чем у заднего, т. е.  $\delta_1 > \delta_2$  ( $m_1/k_{y1} > m_2/k_{y2}$ ). Под действием силы  $F_G$  автомобиль вследствие уводов мостов начинает поворачиваться относительно центра поворота (точки  $O$ ). Возникает центробежная сила  $F_{Ц}$ . Ее составляющая  $F'_{Ц}$ , направленная противоположно силе  $F_G$ , снижает боковое силовое воздействие на автомобиль. Увод мостов уменьшается. Автомобиль практически сохраняет прямолинейное направление движения без воздействия водителя на органы управления. При повороте такого автомобиля водитель поворачивает управляемые колеса на больший угол для выполнения желаемого маневра (рис. 6.9, б).

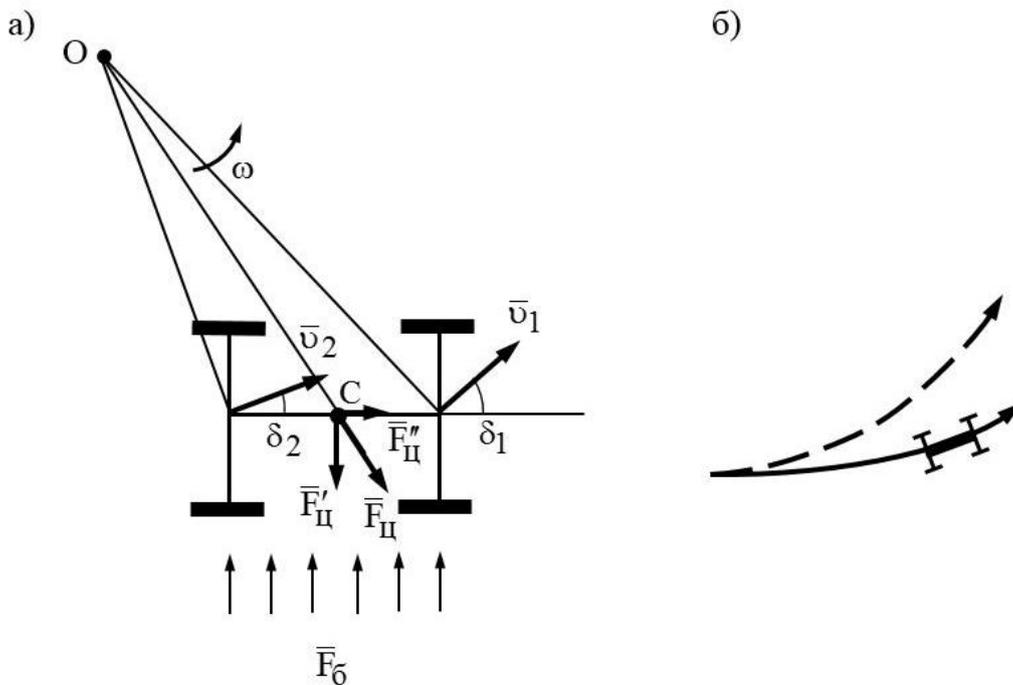


Рис. 6.9. Движение автомобиля с недостаточной поворачиваемостью

Автомобиль с избыточной поворачиваемостью (рис. 6.10, а) имеет угол увода заднего моста больше, чем угол увода переднего, т. е.  $\delta_2 > \delta_1$  ( $m_1/k_{y1} < m_2/k_{y2}$ ). В этом случае составляющая центробежной силы  $F'_{Ц}$  совпадает с направлением силы  $F_{\bar{\sigma}}$ . Это приводит к увеличению бокового силового воздействия. Кривизна траектории возрастает. Водитель постоянно воздействует на рулевое управление, удерживая автомобиль на траектории движения (рис. 6.10, б).

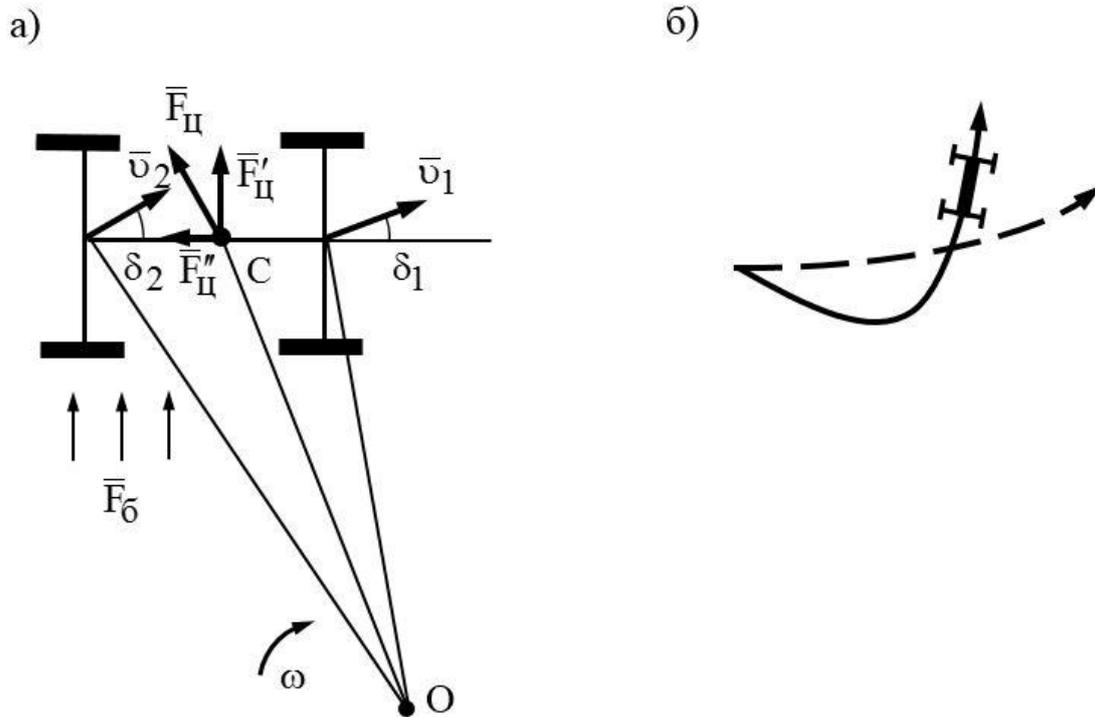


Рис. 6.10. Движение автомобиля с избыточной поворачиваемостью

Таким автомобилем сложно управлять, особенно на высокой скорости движения. На некоторой скорости движения какое-либо боковое воздействие на автомобиль при нулевом угле поворота управляемых колес вызывает нарастающий увод мостов. Может возникнуть занос автомобиля. Определим критическую скорость движения автомобиля с излишней поворачиваемостью. Увод мостов существенно влияет на устойчивость автомобиля, когда он движется прямолинейно с высокой скоростью. Запишем формулу (6.9), приняв тангенсы углов равными углам, в виде

$$R = \frac{L}{\theta - \delta_1 + \delta_2}. \quad (6.10)$$

Для рассматриваемого случая  $\theta = 0$ . Углы увода мостов определяем через центробежные силы, действующие на них:

$$\delta_i = \frac{m_i \cdot v_{a.kp}^2}{R \cdot k_{yi}},$$

где  $m_i$  – масса, приходящаяся на мост;  $v_{a.kp}$  – критическая скорость автомобиля.

Подставив значения углов увода в выражение (6.10) и записав его относительно  $L$ , находим критическую скорость автомобиля по курсовой устойчивости:

$$v_{a.kp} = \sqrt{\frac{L}{\left(\frac{m_2}{k_{y2}} - \frac{m_1}{k_{y1}}\right)}}. \quad (6.11)$$

Движение автомобиля со скоростью, близкой к критической, требует от водителя постоянного воздействия на рулевое управление для сохранения желаемой траектории. Понятие «критическая скорость движения автомобиля по уводу» существует для автомобилей с излишней поворачиваемостью.

Придание автомобилю того или иного вида поворачиваемости достигается распределением массы автомобиля, подбором характеристик шин по мостам, применением соответствующих конструкций подвески.

## 6.5. Силовое воздействие на автомобиль при криволинейном движении

Рассмотрим определение боковых сил, действующих на колеса, и моментов, которые возникают при криволинейном движении. Пусть в некоторый момент времени плоская модель автомобиля совершает мгновенный ускоренный поворот относительно точки  $O$  (рис. 6.11). Подвижную систему координат  $x$ – $y$  принимаем с началом в центре масс автомобиля (точке  $C$ ).

Окружная сила на ведущем мосту равна сумме окружных сил на внутреннем  $F'_k$  и наружном  $F''_k$  колесах:

$$F_K = F'_K + F''_K.$$

Для повышения динамических качеств ходовых систем автомобилей в ведущих мостах применяют блокируемые дифференциалы, принцип действия которых заключается в том, что крутящий момент на колесах моста реализуется в зависимости от сцепных условий каждого колеса.

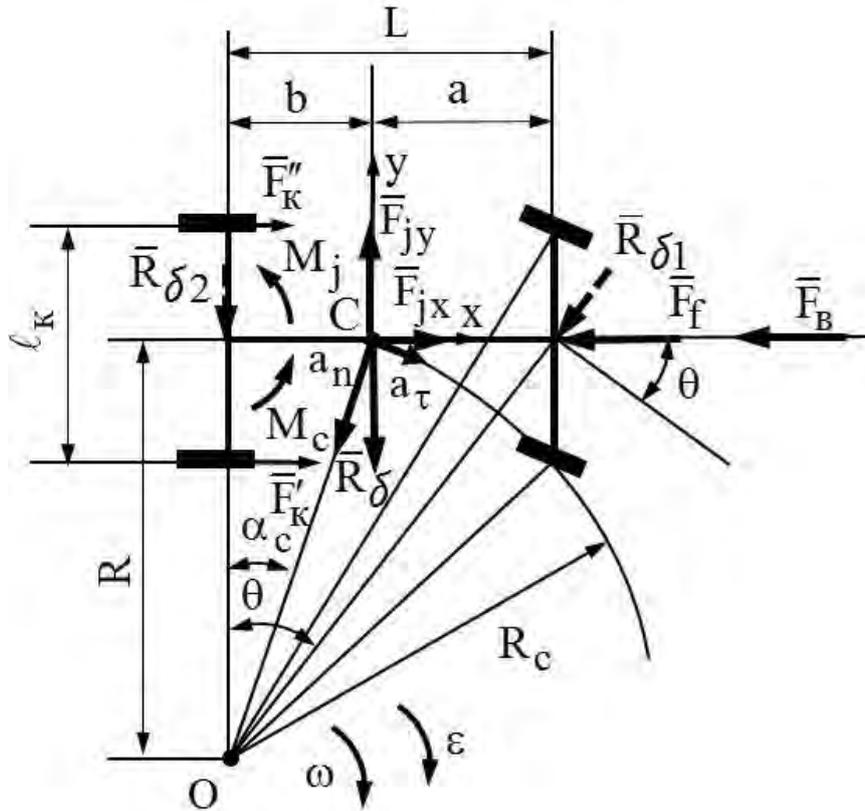


Рис. 6.11. Силовые воздействия на автомобиль при повороте

Распределение окружных сил по колесам моста характеризуется коэффициентом блокировки дифференциала

$$k_{\delta} = \frac{M'}{M''} \approx \frac{F'}{F''},$$

где  $M'$ ,  $M''$  – моменты на полуосях внутреннего и наружного колес соответственно.

Коэффициент блокировки дифференциалов ведущих мостов  $k_{\delta} = 1,02 \dots 1,5$ , поэтому окружная сила на внутреннем колесе

$$F'_K = F''_K \cdot k_{\delta}.$$

Неодинаковые окружные силы на ведущем мосту создают момент, препятствующий повороту автомобиля:

$$M_c = (F' - F'')l_k = F''(k_{\delta} - 1)l_k, \quad (6.12)$$

где  $l_k$  – колея ведущего моста.

К силам сопротивления движению относят: силу сопротивления качению колес  $F_f$ ; аэродинамическую силу сопротивления воздуха  $F_B$ ; силу сопротивления подъему  $F_i$ . Эти силы, за исключением силы  $F_f$ , определяются так же, как и при прямолинейном движении. Силу сопротивления качению колес  $F_f$  вычисляют с учетом увеличения сопротивления из-за увода колес.

Для упрощения расчетов при определении боковых сил принимаем, что угол поворота управляемых колес  $\theta$  и момент сопротивления повороту  $M_c$  имеют малую величину. Остальные действующие силы  $F_f$ ,  $F_B$ ,  $F_i$  расположены в продольной плоскости автомобиля. Результирующая боковых сил приложена в центре масс (точке С):

$$\bar{R}_{\delta} = \bar{R}_{\delta 1} + \bar{R}_{\delta 2},$$

где  $\bar{R}_{\delta 1}$ ,  $\bar{R}_{\delta 2}$  – боковые силы, действующие на передний и задний мосты соответственно.

Для анализа криволинейного движения автомобиля необходимо знать, как изменяется боковая сила  $R_{\delta}$ . В данном случае  $R_{\delta} = F_{jy}$  (см. рис. 6.11).

Сила инерции

$$F_j = m_a \cdot a_c,$$

где  $m_a$  – масса автомобиля;  $a_c$  – ускорение центра масс (точки С).

Ускорение

$$\bar{a}_c = \bar{a}_n + \bar{a}_\tau, \quad (6.13)$$

где  $a_n$  – нормальное ускорение точки С;  $a_\tau$  – тангенциальное ускорение точки С.

Определим угловую скорость поворота автомобиля относительно точки O:

$$\omega = \frac{v_a}{R} = \frac{v_a \cdot \operatorname{tg} \theta}{L} \approx \frac{v_a \cdot \theta}{L}.$$

Ускорение поворота

$$\varepsilon = \dot{\omega} \approx \left( \frac{v_a \cdot \theta}{L} \right) \approx \frac{(\dot{v}_a \cdot \theta + v_a \cdot \dot{\theta})}{L}.$$

Тогда

$$a_n = \omega^2 \cdot R_c \approx \left( \frac{v_a \cdot \theta}{L} \right)^2 R_c;$$

$$a_\tau = \varepsilon \cdot R_c \approx \frac{R_c}{L} (\dot{v}_a \cdot \theta + v_a \cdot \dot{\theta}).$$

Учитывая, что  $F_\delta = F_{jy}$  и  $R = R_c \cdot \cos \alpha_c$ ,  $b = R_c \cdot \sin \alpha_c$ , проецируем выражение (6.13) на подвижную ось  $s$ – $y$  и получаем

$$R_\delta = \frac{m_a}{L} (v_a^2 \cdot \theta + b \cdot \dot{v}_a \cdot \theta + b \cdot v_a \cdot \dot{\theta}).$$

Введем обозначение:

$$R_\delta = R'_\delta + R''_\delta + R'''_\delta.$$

Составляющие боковой силы:

1)  $R'_\delta$  – всегда действует при криволинейном движении автомобиля. Сила распределяется по мостам пропорционально распределению веса автомобиля.

$$R'_\delta = \frac{m_a}{L} v_a^2 \cdot \theta;$$

2)  $R''$  – существует при неравномерном криволинейном движении и возрастает при увеличении угла поворота управляемых колес.

$$R''_{\delta} = \frac{m_a \cdot b}{L} \dot{v}_a \cdot \theta;$$

3)  $R''_{\delta}$  – воздействует на автомобиль в процессе поворота управляемых колес, т. е. при входе и выходе из поворота. При входе в поворот она суммируется с силой  $R'_{\delta}$  и увеличивает опасность заноса и опрокидывания автомобиля.

$$R'''_{\delta} = \frac{m_a \cdot b}{L} v_a \cdot \dot{\theta}.$$

Сила  $R'_{\delta}$  имеет наибольшее значение из трех составляющих (около 90 % в суммарной силе  $R_{\delta}$ ).

Рама (корпус) автомобиля соединена с колесами упругими связями и может относительно их изменять угловое положение. Поэтому под действием центробежных сил происходит перераспределение нормальных реакций по колесам, а следовательно, и боковых сил. На внутренних колесах по отношению к центру поворота (точке О) нормальные реакции уменьшаются, а на наружных – увеличиваются.

## 6.6. Стабилизация управляемых колес

Наличие зазоров в соединениях рулевого привода, податливость его деталей вызывают самопроизвольное отклонение управляемых колес от их положения, заданного рулевым колесом. Это нарушает устойчивость движения автомобиля. Поэтому конструкции установки управляемых колес обеспечивают им свойство возвращаться в нейтральное положение без воздействий водителя на рулевое управление. Это свойство колес самоустанавливаться в нейтральное положение называют стабилизацией управляемых колес.

Стабилизация управляемых колес обеспечивается характеристиками шины и конструкцией установки колес. При установке управляемых колес используют наклон шкворней поворотных цапф под углом к вертикали в поперечной и продольной плоскостях.

Наклон шкворня под углом  $\alpha$  в поперечной плоскости приводит к подъему части автомобиля над мостом управляемых колес при их отклонении от нейтрального положения (рис. 6.12).

При повороте колеса относительно оси шкворня пятно контакта (точка А) перемещается по окружности с центром  $O'$  в плоскости  $Q$  (на чертеже  $Q_V$  – след пересечения плоскости  $Q$ , перпендикулярной плоскости чертежа). Видно, что точка А должна переместиться в точку  $A_1$ , лежащую ниже опорной поверхности. Поскольку это невозможно, то поворот колеса вызывает подъем части автомобиля на высоту  $h$ . Если водитель поворачивает управляемые колеса, то он совершает работу, равную произведению веса, приходящегося на управляемый мост, на величину  $h$  подъема моста. Стабилизирующий момент колеса, возникающий из-за наклона шкворня,

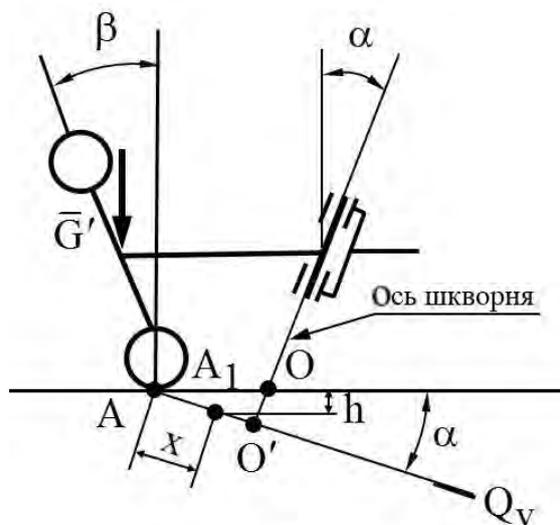


Рис. 6.12. Схема наклона шкворня и колеса

$$M_{\text{ст}} = \frac{dh}{d\theta} G_1,$$

где  $\theta$  – средний угол поворота управляемых колес;  $G_1$  – вес, приходящийся на мост.

Стабилизирующий момент от наклона шкворня имеет значительную величину при больших углах поворота управляемых колес. Это происходит при малых скоростях движения автомобиля. Угол поперечного наклона шкворня не превышает  $6...7^\circ$ .

Для динамической стабилизации управляемого колеса используют боковую силу  $R_\delta$ , наклоняя шкворень назад в продольной плоскости (рис. 6.13).

При повороте управляемого колеса эта сила создает стабилизирующий момент относительно оси шкворня

$$M_{\text{ст}}^\gamma = R_\delta \cdot e.$$

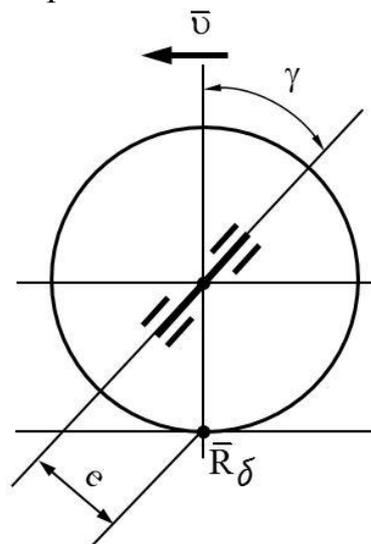


Рис. 6.13. Стабилизация управляемого колеса в продольной плоскости

У задних управляемых колес этот наклон выполняют вперед.

При отсутствии наклона шкворня  $\gamma = 0$  боковая сила смещается от проекции оси деформируемого колеса за счет упругих деформаций и скольжения (качение с уводом).

Управляемые колеса устанавливают под углом  $\beta$  к вертикали (см. рис. 6.12). Этот угол называют углом развала колеса  $\beta = 0...2^\circ$ . Установка колеса с развалом положительно сказывается при эксплуатации автомобиля:

- уменьшается момент сопротивления повороту колеса, создаваемый силой сопротивления качению  $F_f$  на плече обкатки  $n < n_1$  (рис. 6.14, а);

- колесо, выбирая зазор в подшипниках ступицы, поджимается к внутреннему коническому подшипнику ступицы;

- исключается обратный развал при износе поворотных цапф.

Если колесо наклонено наружу (рис. 6.14), то угол развала  $\beta$  считают положительным. При отклонении колеса внутрь автомобиля угол развала отрицательный. Развал колеса считают нулевым при вертикальном положении плоскости его вращения. Расстояние АО (см. рис. 6.12) называют плечом обкатки. Если точка О пересечения оси шкворня с опорной поверхностью лежит с внутренней стороны плоскости вращения колеса (см. рис. 6.12), плечо обкатки положительное, с наружной – отрицательное.

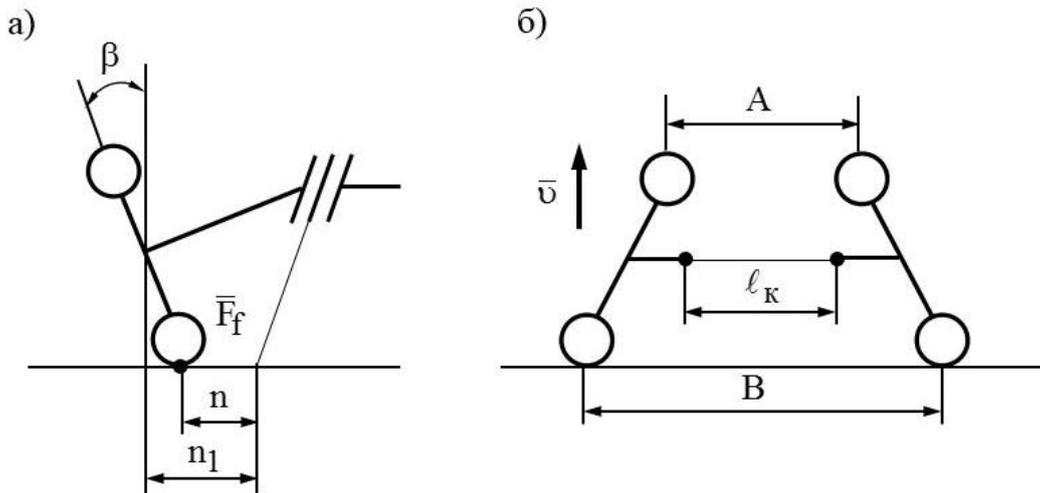


Рис. 6.14. Развал и схождение управляемых колес

У колеса, установленного с положительным развалом, из-за деформации шины наружный радиус качения меньше, чем внутренний (см. рис. 6.14, а). В связи с этим ось управляемых колес опирается как бы на два вращающихся конуса, которые стремятся разъехаться в разные

стороны. Для компенсации развала колес плоскости их вращения сводят, чтобы они не были параллельны (рис. 6.14, б). В этом случае не будет проскальзывания в пятне контакта шин. Это сведение колес называют схождением и оно равно  $A - B$  (измеряют в миллиметрах). Таким образом, углы развала и схождение колес взаимосвязаны.

Была рассмотрена стабилизация управляемых колес заднеприводного автомобиля. Для переднеприводного автомобиля задача усложняется. Стабилизацию управляемых колес необходимо обеспечить как в тяговом, так и тормозном режимах движения. Поэтому у переднеприводного автомобиля угол наклона оси шкворня в продольной плоскости делают отрицательным.

### 6.7. Колебания управляемых колес

Управляемые колеса, в отличие от неуправляемых, могут вращаться относительно своей оси и вокруг шкворня. При этом они связаны системой рулевого управления, которая характеризуется податливостью, демпфированием, наличием зазоров. Поэтому наезд на неровность дороги, неуравновешенность масс колеса и др. могут стать причиной возникновения колебаний колес. Если колебания колеса вызывают проскальзывание в пятне контакта, то это приводит к уменьшению его сцепления с опорной поверхностью. Нарушается устойчивость движения колеса.

Управляемый мост может совершать перемещения в вертикально-поперечной плоскости автомобиля – вертикальное  $l_0$  и угловое  $\psi$  (рис. 6.15). Основной характеристикой любой динамической системы является частота собственных колебаний. Для управляемого моста она определяется по формуле

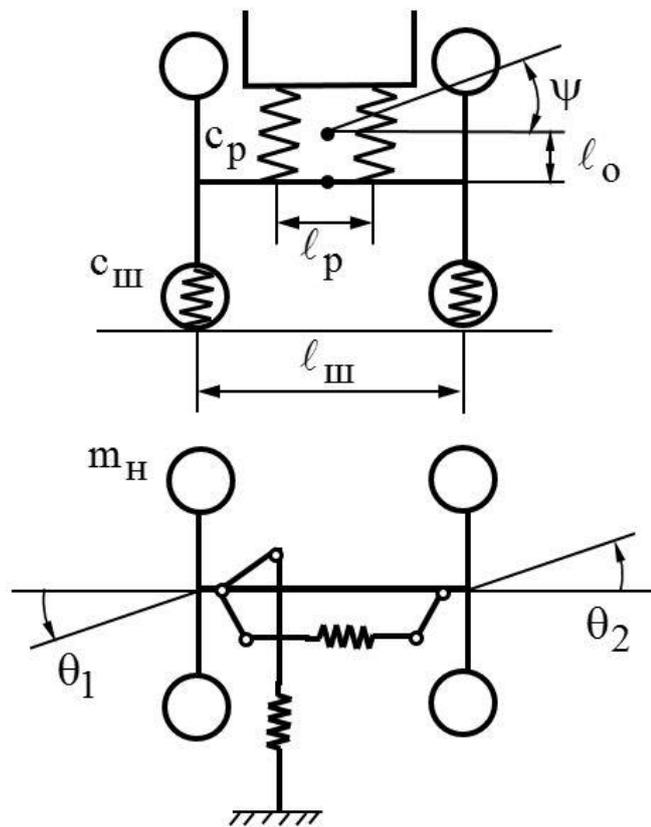


Рис. 6.15. Модель колебательной системы управляемых колес

динамической системы является частота собственных колебаний. Для управляемого моста она определяется по формуле

$$\omega_{\Psi} = \sqrt{\frac{c_{\Psi}}{I_{\Psi}}}, \quad (6.14)$$

где  $c_{\Psi}$  – приведенный коэффициент угловой жесткости;  $I_{\Psi}$  – момент инерции моста относительно оси, проходящей через центр масс.

Коэффициент угловой жесткости

$$c_{\Psi} = 0,5(c_p \cdot \ell_p^2 + c_{ш} \cdot \ell_{ш}^2),$$

где  $c_p$ ,  $c_{ш}$  – коэффициент жесткости рессоры и шины соответственно;  $\ell_p$ ,  $\ell_{ш}$  – рессорная база и колея моста соответственно.

Выражение (6.14) показывает, что частота собственных колебаний управляемого моста в вертикально-поперечной плоскости зависит от жесткости шин и рессор, величины его момента инерции.

Неуравновешенность одного или обоих колес моста вызывает возникновение сил инерции  $F_j$ . Если эти силы действуют в одной плоскости, то они создают наибольший момент (рис. 6.16). В горизонтальной плоскости под действием силы  $F_j$  происходит поворот колеса относительно шкворня.

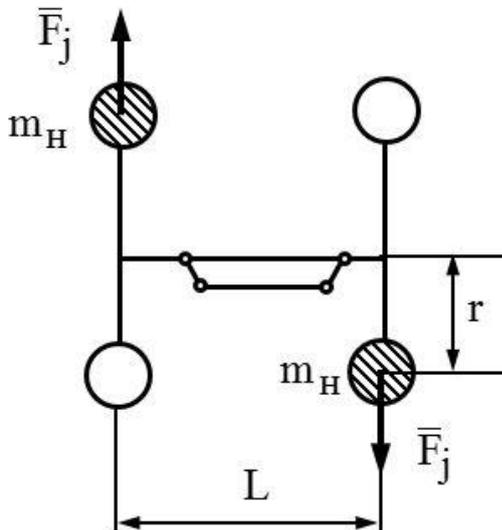


Рис. 6.16. Схема сил от неуравновешенности управляемых колес

В вертикальной плоскости изменяется высота шины в пятне контакта. Вследствие этого в вертикально-поперечной плоскости происходят угловые перемещения моста.

На высокой скорости движения автомобиля при нейтральном положении управляемых колес могут возникнуть автоколебания колеса, называемые шимми. Шимми – это интенсивные самовозбуждающиеся колебания катящегося колеса, которые проявляются в виде его крутильных колебаний в горизонтальной плоскости. Колесо совершает движение в боковом и продольном направлениях. Колебания происходят с малой амплитудой. Они являются следствием взаимодействия инерционных моментов колеса и рулевого управления относитель-

но шкворня с моментом, который возникает при неустановившемся движении колеса. Частота этих колебаний лежит в диапазоне 10...30 Гц. Причинами, вызывающими шимми колеса, являются: кривые диски, люфты в подвеске (наконечники, шаровые, сайленблоки), низкое давление в шинах и др.

В процессе движения автомобиля могут происходить автоколебания управляемых колес как от единичного, так и непериодического внешнего воздействия. Рассмотрим процессы, наблюдающиеся при этих колебаниях. Управляемое колесо имеет три угловые координаты:  $\varphi_K$  – угол поворота относительно своей оси вращения;  $\theta$  – угол поворота оси вращения колеса относительно шкворня;  $\psi$  – угол поворота управляемого моста. На высокой скорости движения автомобиля управляемое колесо можно представить гироскопом. Пусть при движении на большой скорости автомобиль наехал на неровность дороги (рис. 6.17). Управляемый мост в вертикально-продольной плоскости поворачивается на угол  $\psi$  с угловой скоростью  $\omega_\psi$  (рис. 6.17, а). Возникает гироскопический момент

$$M_{Г\psi} = 2I_K \cdot \omega_K \cdot \omega_\psi,$$

где  $I_K$  – момент инерции колеса относительно своей оси вращения;  $\omega_K$  – угловая скорость вращения колеса относительно своей оси.

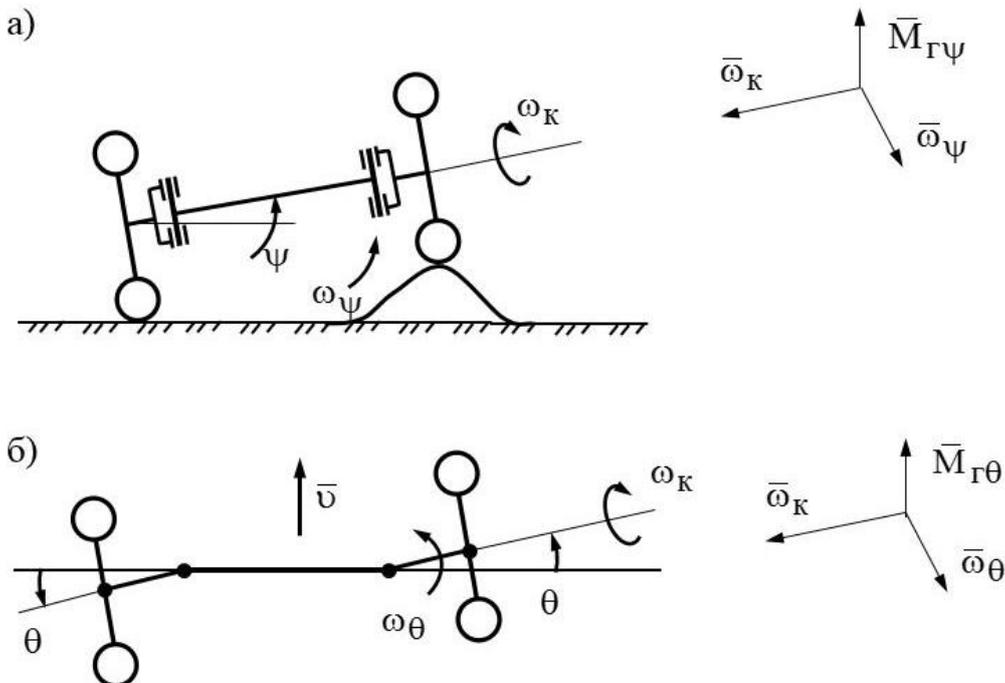


Рис. 6.17. Перемещения моста и колес при наезде на неровность дороги

Момент  $M_{Г\psi}$  вызывает поворот управляемых колес на угол  $\theta$  в горизонтальной плоскости (рис. 6.17, б). Этот поворот колес приводит к появлению гироскопического момента

$$M_{Г\theta} = 2I_k \cdot \omega_k \cdot \omega_\theta,$$

который уменьшает вызванный первоначальный поворот моста. Как следствие, происходят угловые колебания колес относительно шкворня. При повороте колес возникает дополнительная деформация шин, подвески, рулевого привода и в их упругих элементах накапливается потенциальная энергия. В момент равенства поворачивающего момента и момента сопротивления (из-за упругой деформации элементов) колеса начинают движение к равновесному положению (нейтральному). Вследствие накопленной потенциальной энергии колесо проходит положение равновесия и происходит движение в противоположную сторону. Таким образом, при некотором сочетании скорости движения автомобиля и упругих характеристик шин, подвески и рулевого привода моменты  $M_{Г\psi}$  и  $M_{Г\theta}$  вызывают незатухающие колебания управляемых колес относительно шкворней в горизонтальной плоскости и моста – в вертикальной. Устраняют автоколебания конструктивными мероприятиями, разрывая связь между колебанием моста в вертикальной плоскости и колес – в горизонтальной. Отметим, что автоколебания отличаются от вынужденных колебаний. Вынужденные колебания вызываются периодическим внешним воздействием и происходят с частотой этого воздействия. Возникновение автоколебаний и их частота определяются внутренними свойствами самой автоколебательной системы. Автоколебания происходят за счет внутренней энергии системы.

## 6.8. Занос и опрокидывание автомобиля при повороте

Потеря автомобилем устойчивости движения на подъемах и спусках – крайне редкий случай. Исключение составляет эксплуатация автомобилей в горах. Чаще встречается нарушение устойчивости движения автомобиля при повороте вследствие его бокового скольжения или опрокидывания. От полного скольжения в пятне контакта шин удерживает сцепление колес моста с опорной поверхностью. Полное скольжение колес начинается при достижении реакции дороги в пятне их контакта величины силы сцепления (рис. 6.18)

$$F_{\varphi} = G_M \cdot \varphi,$$

где  $G_M$  – вес, приходящийся на мост;  $\varphi$  – коэффициент сцепления.

Мост движется без заноса, если выполняется условие

$$F_{\varphi} = G_M \cdot \varphi = \sqrt{F_K^2 + F_{\delta}^2},$$

где  $F_K, F_{\delta}$  – касательные и боковые силы, действующие на колеса моста, соответственно.

Следовательно, отсутствие касательных сил на колесах моста от тормозного или крутящего момента обеспечивает им наибольшее сопротивление заносу. Поэтому на скользкой дороге нужно плавно тормозить и регулировать крутящий момент на ведущих колесах.

При повороте автомобиля его боковое опрокидывание может произойти из-за движения с высокой скоростью и хорошего сцепления колес с дорогой. Рассмотрим поворот автомобиля на горизонтальной опорной поверхности (рис. 6.19).

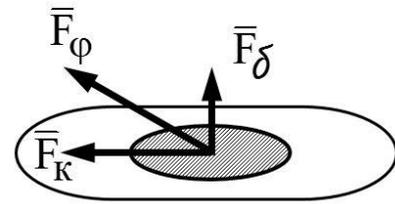


Рис. 6.18. Схема сил, действующих в пятне контакта ведущего колеса

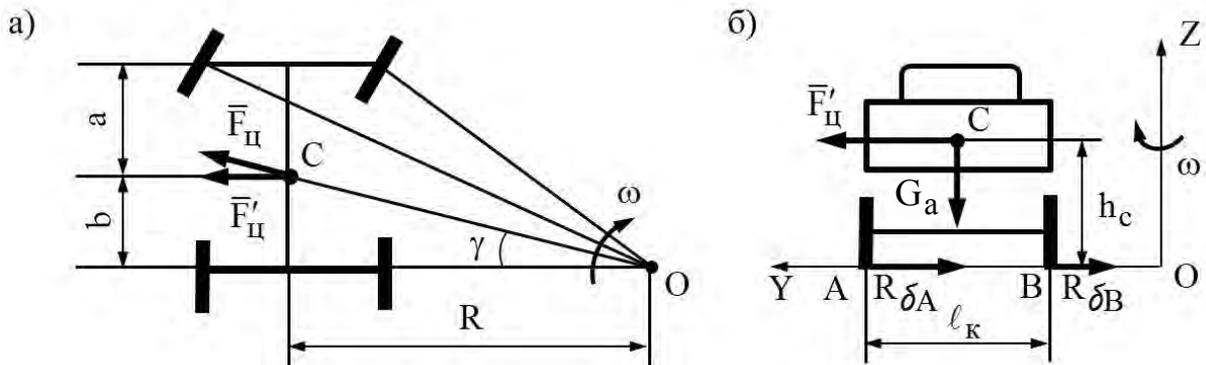


Рис. 6.19. Силы, действующие на автомобиль при повороте

В связи с вращением автомобиля относительно оси  $OZ$  на него действует центробежная сила  $F_{Ц}$ . Поперечная составляющая центробежной силы

$$F'_{Ц} = F_{Ц} \cdot \cos \gamma = \frac{G_a \cdot v_a^2}{g \cdot R}. \quad (6.15)$$

Показателями поперечной устойчивости автомобиля служат максимально возможные скорости движения. Вследствие действия силы  $F'_{ц}$  может произойти опрокидывание автомобиля относительно внешних колес или его занос.

В момент опрокидывания автомобиль вращается относительно точки А, и нормальная реакция внутренних колес равна нулю. Тогда

$$F'_{ц} \cdot h_c = G_a \cdot 0,5l_k.$$

Подставив значение силы  $F'_{ц}$ , получим критическую скорость движения автомобиля по опрокидыванию

$$v_{кр}^0 = \sqrt{\frac{l_k \cdot g \cdot R}{2h_c}}. \quad (6.16)$$

На практике необходимо обеспечить условие, при котором опрокидывающая автомобиль сила была больше силы, вызывающей занос. При этом составляющая центробежной силы  $F'_{ц}$  будет расти, пока растут боковые реакции колес по сцеплению. Когда боковые реакции колес достигают значения по сцеплению, начинается боковое скольжение (занос) автомобиля и не происходит его опрокидывание:

$$R_{\delta} = G_a \cdot \varphi_y,$$

где  $\varphi_y$  – коэффициент сцепления в боковом направлении колес.

Учитывая, что коэффициент сцепления равен отношению касательной силы колеса к весу, действующему на него, запишем следующее:

$$\varphi_y = \frac{R_{\delta}}{G_a}.$$

Подставив  $R_{\delta} = F'_{ц}$  в выражение (6.15), получим критическую скорость движения при боковом заносе автомобиля

$$v_{кр}^3 = \sqrt{g \cdot R \cdot \varphi_y}. \quad (6.17)$$

Для автомобиля критическая скорость по боковому опрокидыванию должна быть выше критической скорости по заносу:

$$v_{кр}^0 > v_{кр}^3.$$

## 6.9. Движение автомобиля по дороге с поперечным уклоном

При прямолинейном движении автомобиля по дороге с поперечным уклоном может произойти потеря поперечной устойчивости: сползание под уклон или опрокидывание в сторону уклона (рис. 6.20).

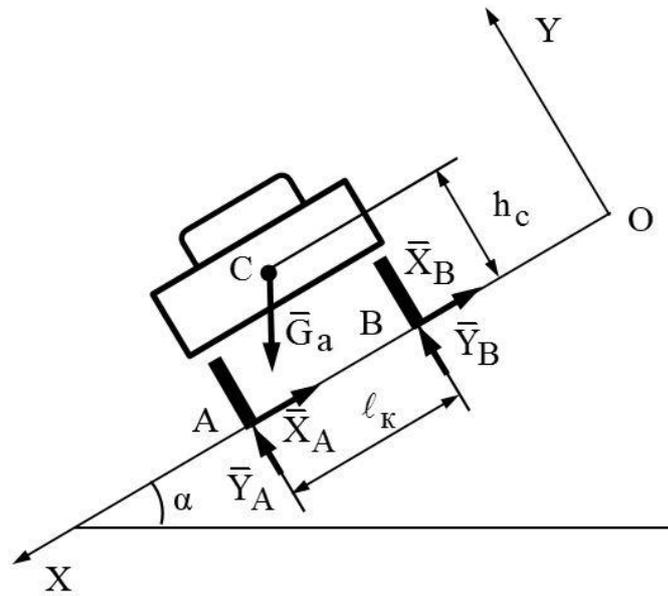


Рис. 6.20. Схема сил, действующих на автомобиль при прямолинейном движении по косоугору

Условием сползания автомобиля является соотношение силы сцепления колес в боковом направлении и силы, действующей вдоль уклона. Сползание не происходит, если выполняется условие

$$X_A + X_B \geq G_a \cdot \sin \alpha_{сп}$$

или

$$G_a \cdot \cos \alpha_{сп} \cdot \varphi_x \geq G_a \cdot \sin \alpha_{сп},$$

где  $\varphi_x$  – коэффициент сцепления колес в боковом направлении.

Преобразуем выражение к виду

$$\varphi_x \geq \operatorname{tg} \alpha_{\text{СП}}.$$

Таким образом, сползания автомобиля при движении по дороге с поперечным уклоном не будет, если коэффициент сцепления колес в боковом направлении больше тангенса угла уклона полотна дороги. Показателем динамической поперечной устойчивости автомобиля против сползания выступает величина угла уклона

$$\alpha_{\text{СП}} < \operatorname{arctg} \varphi_x.$$

Условием поперечной устойчивости против опрокидывания автомобиля является величина нормальной реакции точки В на верхних колесах (см. рис. 6.20). Опрокидывание автомобиля произойдет относительно линии, проходящей через пятно контакта нижних колес с поверхностью, когда нормальные реакции на верхних колесах станут равными нулю ( $Y_B = 0$ ). При этом предельный угол поперечного уклона определяют из баланса моментов сил относительно точки А:

$$G_a \cdot \sin \alpha_{\text{ОП}} \cdot h_c = G_a \cdot \cos \alpha_{\text{ОП}} \cdot 0,5l_k.$$

Автомобиль не опрокинется на дороге с поперечным углом, если угол уклона полотна дороги

$$\alpha_{\text{ОП}} < \operatorname{arctg} \left( \frac{l_k}{2h_c} \right),$$

где  $h_c$  – высота центра масс автомобиля.

Отметим, что динамическими показателями устойчивости равновесия автомобиля являются углы устойчивости ( $\alpha_{\text{СП}}$ ,  $\alpha_{\text{ОП}}$ ), а статическими показателями (автомобиль неподвижен) – коэффициенты устойчивости ( $\varphi_x$ ,  $(l_k/2h_c)$ ) – сползание, опрокидывание соответственно). На поперечную динамическую и статическую устойчивость автомобиля влияют положение центра масс, размеры колес, угловая жесткость подвески и шин.

Опрокидывание автомобиля приводит к более тяжелым последствиям в сравнении с заносом. Поэтому автомобиль конструируют так,



чтобы на уклоне поверхности его сползание наступало раньше, чем опрокидывание.

### **Как Вы считаете:**

1. Оказывает ли влияние на управляемость и устойчивость движения автомобиля соотношение коэффициентов сопротивления уводу между его осями?
2. Почему для поворота управляемых колес используется рулевая трапеция?
3. Какими явлениями определяются критические скорости движения автомобиля по криволинейной траектории?
4. За счет какой из энергий, внутренней или внешней, происходят автоколебания управляемых колес?
5. Почему автомобили проектируют таким образом, чтобы на повороте машины занос происходил раньше, чем опрокидывание?

### **Задачи**

**Задача 1.** Автомобильные дороги на криволинейных участках имеют уклон в сторону центра поворота. Это делается для того, чтобы сила давления автомобиля была перпендикулярна полотну дороги. Автомобиль движется по дороге, радиус закругления которой  $R = 700$  м. На нем установлены шины 225/60R15, частота вращения коленвала двигателя  $n = 3390$  об/мин, передаточные числа трансмиссии: коробки перемены передач  $u_{\text{КПП}} = 1$ , главной передачи  $u_{\text{ГП}} = 4,1$ . Определите величину уклона дороги.

#### **Решение**

Рассмотрим расчетную схему автомобиля (рис. 6.21).

На автомобиль при движении в повороте действуют его вес  $G$  и центробежная сила  $F_{\text{ц}}$ . При этом результирующая сила  $\bar{F} = \bar{G} + \bar{F}_{\text{ц}}$

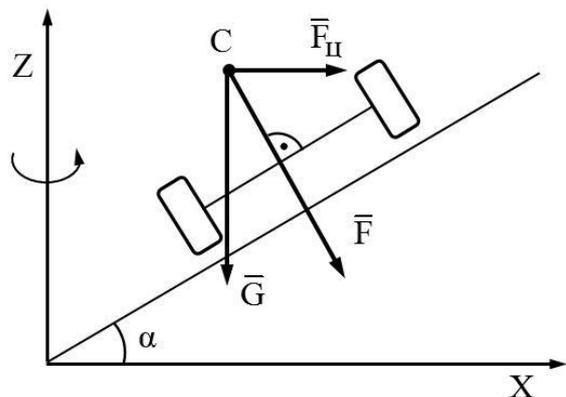


Рис. 6.21. Расчетная схема автомобиля

должна быть перпендикулярна полотну дороги.

### 1. Центробежная сила

$$F_{ц} = \frac{m_a \cdot v^2}{R},$$

где  $m_a$  – масса автомобиля;  $v$  – скорость движения.

### 2. Определяем скорость движения автомобиля:

$$v = \omega_k \cdot r_0.$$

Радиус качения колеса находим по условному обозначению шины:

$$r_0 = 0,5 \cdot 15 \cdot 25,4 + 225 \cdot 0,6 = 325,5 \text{ мм} \approx 0,33 \text{ м}.$$

Угловая скорость вращения колеса

$$\omega_k = \frac{\pi \cdot n}{30 u_{кпп} \cdot u_{гп}} = \frac{3,14 \cdot 3390}{30 \cdot 1 \cdot 4,1} = 86,54 \text{ с}^{-1}.$$

### 3. Находим величину уклона полотна дороги:

$$\alpha = \arctg \frac{F_{ц}}{G} = \arctg \frac{G \cdot v^2}{g \cdot R \cdot G} = \arctg \frac{86,54 \cdot 0,33}{9,8 \cdot 700} = \arctg 0,119,$$

или  $\alpha = 6,78^\circ$ .

*Ответ:* уклон  $i = 6,78^\circ$ .

**Задача 2.** Автомобиль движется по грунтовой влажной дороге. Сможет ли он совершить поворот со средним радиусом  $R = 4,5$  м? Коэффициент сцепления  $\varphi = 0,2$ , коэффициент сопротивления качению  $f = 0,15$ . База автомобиля  $L = 4,6$  м.

*Ответ:* не сможет.

**Задача 3.** Автомобиль совершает поворот со скоростью  $v = 4,8$  м/с и радиусом поворота  $R = 75$  м. Известны: масса автомобиля

$m_a = 1820$  кг; база  $L = 2,8$  м; расстояние от центра масс до задней оси  $b = 1,32$  м; коэффициенты сопротивления уводу: передней оси  $k_{y1} = 15,5$  кН/рад, задней оси  $k_{y2} = 16$  кН/рад. Определите угол поворота управляемых колес.

*Ответ:*  $\theta = 0,024$  рад.

**Задача 4.** Определите максимальный поворачивающий момент заднеприводного автомобиля. Известны: масса автомобиля составляет  $1820$  кг; расстояние от центра масс до задней оси равно  $1,32$  м; база  $L = 2,8$  м; коэффициент сцепления  $\varphi = 0,65$ ; радиус поворота  $R = 5$  м.

*Ответ:*  $M_{\Pi} = 10,2$  кН·м.

**Задача 5.** С какой скоростью автомобиль без бокового опрокидывания может совершить поворот радиусом  $R = 35$  м? Коэффициент сцепления колес с дорогой в боковом направлении  $\varphi = 0,6$ . Высота центра масс автомобиля  $h_c = 1,35$  м, ширина колеи равна  $2,08$  м.

*Ответ:*  $v < 16,2$  м/с.

## 7. ПРОХОДИМОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

### 7.1. Основные сведения

Способность автомобиля двигаться по бездорожью, дорогам без твердого покрытия, а также преодолевать различные препятствия называют проходимость. Преодолеваемые препятствия обуславливаются профилем или несущей способностью опорной поверхности, поэтому проходимость автомобиля разделяют на профильную и опорно-сцепную.

По уровню проходимости автомобили принято делить на три категории: ограниченной, повышенной и высокой проходимости.

Автомобили ограниченной проходимости – дорожные автомобили, эксплуатируемые на дорогах с усовершенствованным покрытием и грунтовых дорогах в сухое время года. Они могут работать и в сложных дорожных условиях с использованием дополнительных средств, например, установив на колеса цепи противоскольжения. К этой категории относят неполноприводные автомобили 4×2, 6×2, 8×4. Их давление на опорную поверхность составляет 0,15...0,35 МПа.

Автомобили повышенной проходимости – это модификации моделей автомобилей ограниченной проходимости. Они имеют привод на все колеса, 4×4, 6×6, в межосевом и межколесных узлах устанавливаются дифференциалы повышенного трения или блокируемые дифференциалы, применяются шины повышенной проходимости и др. Эти автомобили оказывают давление на опорную поверхность 0,04...0,1 МПа.

Автомобили высокой проходимости имеют компоновочные и конструктивные особенности. Они создаются для эксплуатации в условиях бездорожья, например, машины 8×8. Автомобиль, в котором сочетаются комфорт при езде и высокая проходимость, называют внедорожником. Автомобили этой категории оказывают давление на опорную поверхность менее 0,02 МПа.

Для эксплуатации в специфических условиях создают специальные автомобили, которые имеют особую компоновку и особый тип движителя. Например, автомобиль с колесно-гусеничным движителем и др.

### 7.2. Профильная проходимость

Профильная проходимость автомобиля определяется его геометрическими размерами и особенностями конструкции.

Важным геометрическим параметром автомобиля, влияющим на проходимость, является клиренс или дорожный просвет. Клиренсом называют расстояние  $h$  от самой низкой части автомобиля до опорной поверхности (рис. 7.1). В техническом описании клиренс обычно указывается для автомобиля в снаряженном состоянии. Следует иметь в виду, что при загрузке автомобиля он уменьшается. Простым способом увеличения клиренса является установка колес большего диаметра.

У легковых автомобилей дорожный просвет составляет 150...220 мм, у грузовых автомобилей ограниченной и повышенной проходимости – 240...400 мм. У сельскохозяйственных и военных автомобилей дорожный просвет достигает 500 мм. Прицепные механизмы и устройства не должны иметь просвет меньше, чем у тягача.

Передний  $\gamma_1$  и задний  $\gamma_2$  углы свеса – углы, образованные опорной поверхностью и плоскостью, касающейся колес и наиболее выступающей точки автомобиля (см. рис. 7.1). Эти углы обычно называют углом въезда  $\gamma_1$  и углом съезда  $\gamma_2$  (табл. 7.1). Как правило, угол заднего свеса делают больше угла переднего свеса.

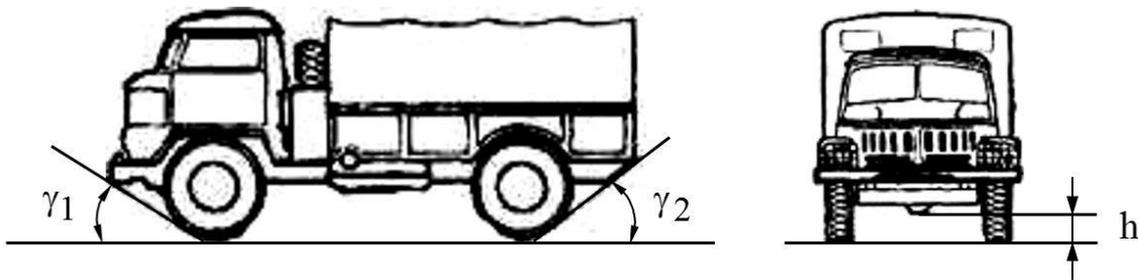


Рис. 7.1. Геометрические параметры проходимости автомобиля

Табл. 7.1. Углы свеса автомобилей

Тип автомобиля	Угол свеса передний $\gamma_1$ , град	Угол свеса задний $\gamma_2$ , град
Легковой	20...30	15...20
Грузовой	40...60	25...45
Повышенной проходимости	> 30	> 30
Высокой проходимости	60...70	50...60

Угол продольной проходимости  $\alpha$  (угол переката, угол рампы) – максимальный угол между плоскостями, касающимися передних и задних колес, и нижней выступающей частью автомобиля (рис. 7.2).

Углы  $\gamma_1$ ,  $\gamma_2$ ,  $\alpha$  характеризуют крутизну препятствия, преодолеваемого автомобилем.

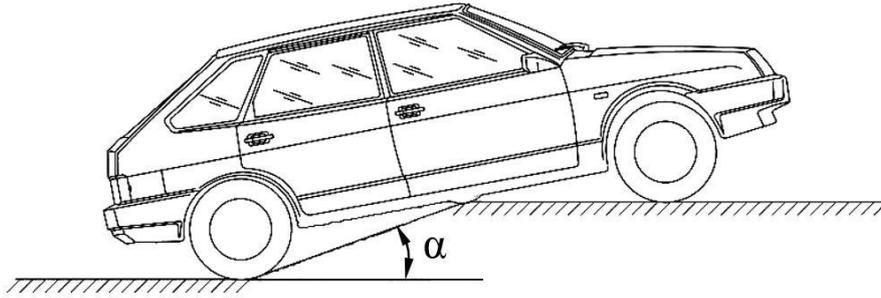


Рис. 7.2. Угол переката автомобиля

Преодоление порогового препятствия автомобилем зависит от режима качения колес, т. е. ведомые они или ведущие. Поэтому возможны разные способы, например, выезда из канавы: задним или передним ходом. Определим высоту  $h$  порогового препятствия, которую преодолевает автомобиль  $4 \times 2$ , наезжая на него ведомым колесом (рис. 7.3). Принимаем, что стенка препятствия не деформируется при наезде на него жесткого колеса. Баланс моментов сил относительно точки  $A$  контакта колеса с препятствием в момент отрыва от опорной поверхности

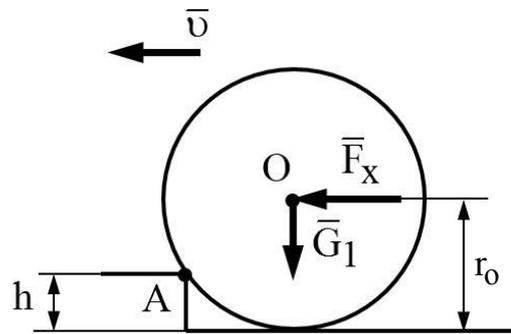


Рис. 7.3. Схема сил, действующих на ось ведомого колеса при преодолении препятствия

$$F_X (r_0 - h) = G_1 \sqrt{r_0^2 - (r_0 - h)^2},$$

где  $F_X$  – толкающая сила со стороны рамы;  $G_1$  – вес, приходящийся на ведомое колесо;  $r_0$  – радиус качения колеса без скольжения;  $h$  – высота препятствия.

Решив равенство относительно  $h$  с учетом максимальной величины силы

$$F_X = G_2 \cdot \varphi,$$

где  $G_2$  – вес, приходящийся на ведущее колесо;  $\varphi$  – коэффициент сцепления, и коэффициента распределения веса автомобиля по осям  $\lambda_s = G_2/G_1$ , получим

$$h = r_0 \left( 1 - \frac{\sqrt{1 + \lambda_s^2 \cdot \varphi^2}}{1 + \lambda_s^2 \cdot \varphi^2} \right).$$

На опорной поверхности с коэффициентом сцепления  $\varphi = 0,7$  (сухой асфальт) и коэффициентом распределения  $\lambda_s = 1$  высота преодолеваемого порога (эскарпа)  $h = 0,18r_k$ . Высота порога, который преодолевает ведомое колесо, намного меньше радиуса качения колеса.

Рассмотрим взаимодействие жесткого ведущего колеса с недеформируемым препятствием в момент отрыва от опорной поверхности (рис. 7.4). Проскальзывания колеса на препятствии не происходит. Уравнение моментов относительно точки A имеет вид:

$$M_K = G_2 \cdot r_c \cdot \sin \alpha - F_x \cdot r_c \cdot \cos \alpha.$$

Определяем, что

$$\sin \alpha = \frac{\sqrt{r_c^2 - (r_c - h)^2}}{r_c} = \frac{\sqrt{2r_c \cdot h - h^2}}{r_c};$$

$$\cos \alpha = \frac{r_c - h}{r_c},$$

где  $r_c$  – свободный радиус колеса;  $h$  – высота препятствия.

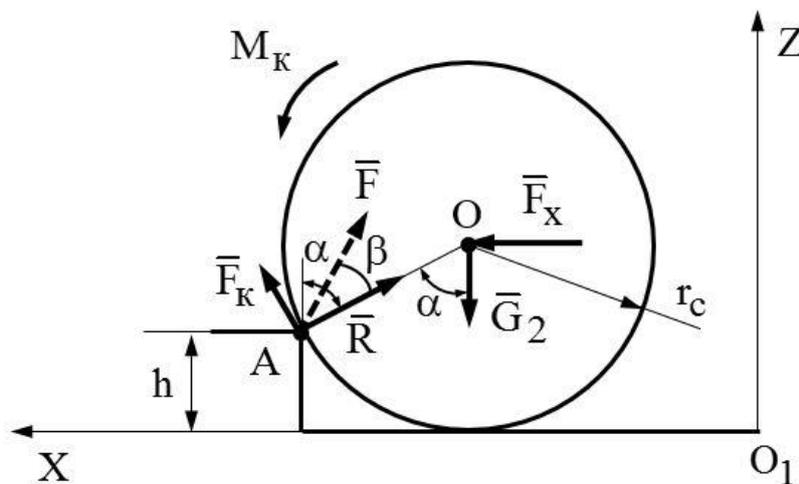


Рис. 7.4. Схема сил, действующих на ведущее колесо при преодолении препятствия

Находим реализуемую колесом толкающую силу  $F_x$ . На колесо действуют три силы: вес  $G_2$ , приходящийся на колесо; реализуемая колесом толкающая сила  $F_x$ ; реакция препятствия  $\bar{F} = \bar{F}_K + \bar{R}$ . Составим сумму проекций этих сил на оси  $O_1Z$  и  $O_1X$ :

$$F \cdot \cos(\alpha - \beta) - G_2 = 0;$$

$$F_x - F \cdot \sin(\alpha - \beta) = 0,$$

где  $\beta$  – угол трения колеса на препятствии,  $\beta = \arctg\varphi$  ( $\varphi$  – коэффициент сцепления колеса с препятствием).

Решая систему уравнений, определяем, что

$$F_x = G_2 \cdot \tg(\alpha - \arctg\varphi).$$

Крутящий момент на ведущем колесе, необходимый для преодоления порогового препятствия высотой  $h$ ,

$$M_K = G_2 \left( \sqrt{2r_c \cdot h - h^2} - \tg \left( \arccos \left( \frac{r_c - h}{r_c} \right) - \arctg\varphi \right) (r_c - h) \right).$$

При этом момент  $M_K$  не может быть больше номинального момента двигателя  $M_p$ , подведенного через трансмиссию к ведущему колесу:

$$M_K \leq M_p \cdot u_{тр} \cdot \eta_{тр},$$

где  $M_p$  – номинальный момент двигателя, т. е. момент при максимальной мощности двигателя (см. рис. 2.2);  $u_{тр}$  – передаточное число трансмиссии;  $\eta_{тр}$  – КПД трансмиссии.

Если это условие нарушается, то пороговое препятствие автомобилем не преодолевается.

### 7.3. Опорно-сцепная проходимость автомобиля

Опорно-сцепная проходимость автомобиля определяется тем, насколько полно используется несущая способность опорной поверхности, и зависит от конструкции двигателя и трансмиссии автомобиля, сцепления ведущих колес с поверхностью.

В пятне контакта колеса с опорной поверхностью шина деформируется в вертикальном, продольном и боковом направлениях. Вертикальные деформации поверхности определяют потерю энергии колеса на образование колеи, т. е. на качение; продольные (горизонтальные) – сцепление колеса с опорной поверхностью. Деформация почвы в горизонтальном и вертикальном направлениях приводит к появлению почвенного клина перед колесом. Это явление получило название *бульдозерный эффект*.

По составу различают минеральные грунты и грунты органического происхождения.

Минеральные грунты классифицируют по размерам и соотношению частиц двух фракций: глинистой и песчаной. По этим признакам минеральные грунты делят на:

- глины (глинистые частицы по массе составляют более 30 %);
- суглинистые (10...30 %);
- супесчаные (3...10 %);
- песчаные (менее 3 %).

К органическим грунтам относят торфяно-болотные, илистые грунты.

Механические свойства грунтов (сопротивляемость деформации под действием внешних нагрузок) зависят от их влажности. При этом для каждого грунта существует определенный предел влажности, превышение которого ухудшает эти свойства.

Для расчета сопротивления качению пневматического колеса по грунту используют формулы, полученные по результатам обработки экспериментальных опытов. Например, зависимость

$$F_f = c_1 \sqrt[3]{\frac{G_k}{p_B \cdot D^2}} + c_2 \sqrt[3]{\frac{p_B}{\sigma_0 \cdot D}},$$

где  $F_f$  – сопротивление качению, кН;  $c_1$ ,  $c_2$  – опытные коэффициенты, зависящие от конструкции шины,  $c_1 = 0,0031$ ,  $c_2 = 0,0425$  – средние значения;  $p_B$  – давление воздуха в шине, МПа;  $G_k$  – вес, приходящийся на

колесо, кН;  $D$  – наружный диаметр колеса, м;  $\sigma_0$  – несущая способность грунта, МПа.

Сопротивление качению из-за деформации шины определяет первое слагаемое, грунта – второе.

Сопротивление грунта смятию и срезу определяет окружное усилие, развиваемое ведущим колесом на деформируемом грунте. Окружная сила

$$F_k = F' + F'' + F''' ,$$

где  $F'$  – усилие вследствие внутреннего трения в грунте,  $F' = f_B \cdot G_k$  (где  $f_B$  – коэффициент внутреннего трения на грунте);  $F''$  – усилие сопротивления грунта срезу,  $F'' = \tau \cdot H$  (где  $\tau$  – удельное сопротивление сдвигу);  $H$  – величина углубления штампа в грунт;  $F'''$  – сила, определяемая сцеплением частиц грунта,  $F''' = c_0 \cdot S$  (где  $c_0$  – удельная характеристика сцепления между частицами грунта;  $S$  – площадь сдвига грунта).

На связных грунтах сцепление колеса происходит за счет сопротивления частиц грунта сдвигу и срезу. На несвязных окружная сила зависит от внутреннего трения частиц грунта. У этих грунтов сопротивление сдвигу мало.

Характер взаимодействия колеса с опорной поверхностью определяют величина наружного диаметра и форма поперечного сечения шины. Шины по форме профиля в зависимости от отношения высоты профиля  $H$  к ширине  $B$  разделяют на:

- тороидные ( $H/B$  более 0,9);
- широкопрофильные ( $H/B = 0,6 \dots 0,9$ );
- низкопрофильные ( $H/B = 0,7 \dots 0,88$ );
- сверхнизкопрофильные ( $H/B$  не более 0,7);
- пневмокотки ( $H/B = 0,25 \dots 0,39$ ).

У тороидных шин радиальная деформация при номинальной нормальной нагрузке составляет 12...15 % высоты шины. Вследствие этого площадь пятна контакта шины небольшая, а давление на грунт относительно высокое. Тороидные шины с регулируемым давлением обеспечивают движение на грунтах с низкой несущей способностью.

Широкопрофильные шины при нормальном давлении обеспечивают площадь пятна контакта на 30...35 % больше в сравнении с тороидными. Их применяют на автомобилях повышенной и высокой проходимости.



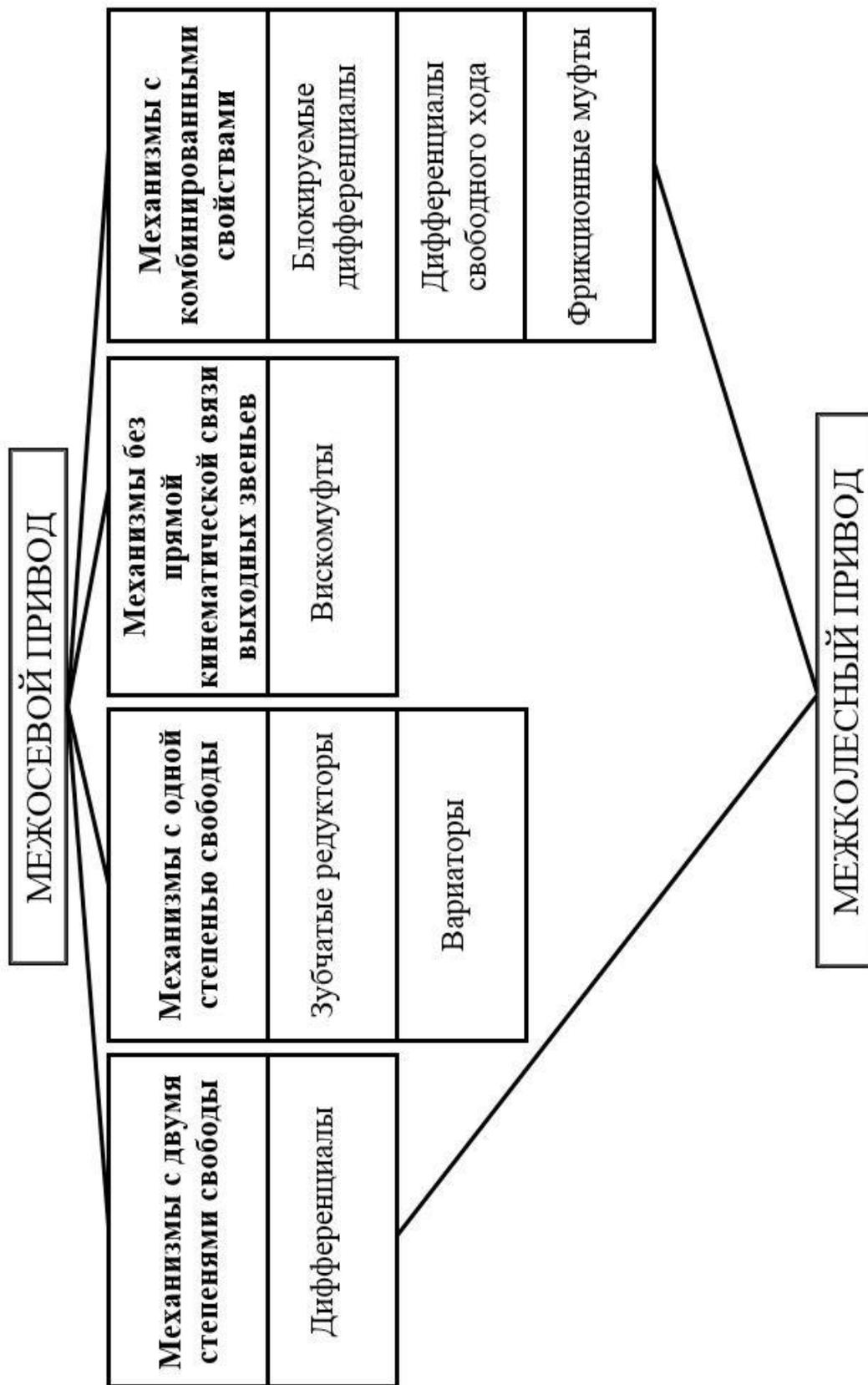


Рис. 7.5. Механизмы, применяемые в приводе ходовых систем полноприводных машин

Арочные шины имеют развитые грунтозацепы и профиль в виде арки. Рабочее давление составляет  $0,05 \dots 0,15$  МПа, что позволяет обеспечить их относительно низкое давление на опорную поверхность.

Пневмокатки работают при малом внутреннем давлении воздуха ( $0,02 \dots 0,1$  МПа) и применяются только на специальных машинах.

Заметим, что при большой жесткости шины и большой податливости опорной поверхности колесо совершает погружение в грунт. Шина не деформируется. Если опорная поверхность обладает малой податливостью, то происходит деформация шины. При этом снижается давление на грунт и сопротивление качению, т. к. увеличивается площадь пятна контакта шины. Рост пятна контакта шины достигается за счет увеличения ширины, диаметра шины и уменьшения давления в ней. При снижении давления площадь пятна контакта шины в большей степени растет по длине, чем по ширине.

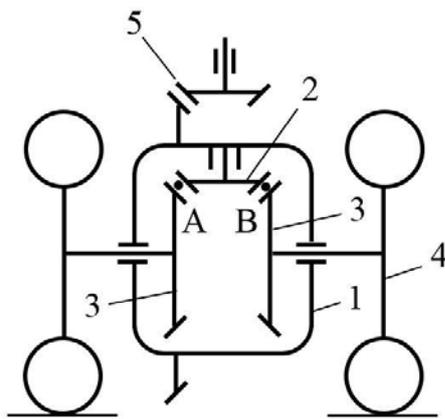


Рис. 7.6. Схема конического дифференциала: 1 – корпус дифференциала; 2 – сателлит; 3 – полуосевая шестерня; 4 – колесо; 5 – главная передача

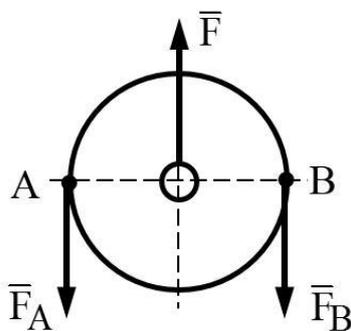


Рис. 7.7. Схема сил, действующих на сателлит

Большое влияние на проходимость автомобилей и улучшение их тяговых свойств оказывают характеристики механизмов в межосевых и межколесных приводах. Механизмы, которые в настоящее время применяются в узлах разветвления потока мощности, представлены на рис. 7.5.

Все известные типы приводов разделяют на дифференциальный, блокированный и комбинированный.

Привод, в узлах связи которого установлены механизмы с двумя степенями свободы, называют дифференциальным. Такой привод обеспечивает независимость вращения ведущих колес и равенство крутящих моментов, подводимых к ним независимо от сцепных условий.

Принципиальная схема конического дифференциала показана на рис. 7.6.

Равенство крутящих моментов на полуосях дифференциала (см. рис. 7.6) обусловлено тем, что сателлит представляет собой равноплечную балку (рис. 7.7).

Сила  $F$ , приложенная к оси сател-

лита, и силы  $F_1$ ,  $F_2$  в зацеплениях сателлита с полуосевыми шестернями – система параллельных сил. Из равновесия этой системы сил следует, что  $F_1 = F_2$ . Если одно колесо моста имеет сцепление с опорной поверхностью  $\varphi_{\min}$ , а другое  $\varphi_{\max}$ , то ведущая ось сможет развить максимальную касательную силу на колесах

$$F_k = G_M \cdot \varphi_{\min},$$

где  $G_M$  – нормальная нагрузка на мост.

Чтобы устранить этот недостаток дифференциала обычной конструкции и повысить тягово-сцепные свойства ведущего моста, применяют его блокирование. Принцип действия блокируемых дифференциалов заключается в том, что крутящий момент на колесах моста реализуется в зависимости от сцепных условий каждого колеса. Состояние полного блокирования дифференциала является экстремальным случаем блокируемого дифференциала, т. к. полуоси ведущих колес вращаются с одной угловой скоростью. При этом автоматически утрачивается возможность вращения ведущих колес с различными угловыми скоростями. Дифференциальные свойства механизма проявляются с момента разблокирования дифференциала. В известных конструкциях дифференциалов разблокирование происходит либо по силовому, либо по кинематическому признаку.

Блокирующие свойства дифференциала оценивают по коэффициенту блокировки

$$k_{\sigma} = \frac{M'}{M''},$$

где  $M'$ ,  $M''$  – моменты на полуосях отстающего и забегающего колес соответственно.

В настоящее время известно большое количество типов дифференциальных механизмов, применяемых в приводах автомобилей, которые отличаются по принципу работы, конструктивному исполнению. Причиной разнообразия конструкций частично послужила противоречивость требований, предъявляемых к таким механизмам в различных эксплуатационных условиях. Наиболее часто встречающиеся в практике значения коэффициентов блокировки дифференциалов представлены в табл. 7.2.

Табл. 7.2. Коэффициенты блокировки дифференциалов

Тип дифференциала	Коэффициент блокировки $k_6$
Симметричные дифференциалы цилиндрические конические	1,02...1,1 1,16...1,24
Дифференциалы с внутренними узлами сферические поверхности трения многодисковые муфты	$\leq 2$ $\leq 4$
Зубчатый дифференциал Torsen	3
Дифференциалы с переменным передаточным числом	1,25...2,75
Червячные дифференциалы	6...15
Кулачковые дифференциалы с радиальным расположением кулачков с осевым расположением кулачков	3...6 5...10
Роликово-эксцентриковый дифференциал фирмы «Рикардо Консалтинг»	$\leq 5$

Если в узлах связи трансмиссии установлены механизмы, кинематически жестко связывающие ведущие колеса, то такой привод называют заблокированным. В этом случае обеспечивается равенство угловых скоростей ведущих колес, а крутящий момент реализуется на колесах в зависимости от их сцепных условий. В связи с этим при криволинейном движении автомобиля привод неприменим, поскольку между ведущими колесами установлена жесткая кинематическая связь. Блокированный привод используют только при прямолинейном движении.

Исключив раздельное буксование колес моста за счет использования силы сцепления колеса, находящегося в более благоприятных сцепных условиях, ведущая ось создает большее тяговое усилие в сравнении с дифференциальным приводом:

$$F_K = 0,5G_M(\varphi_{\max} + \varphi_{\min}).$$

При этом коэффициент повышения тяговой силы

$$\gamma_{F_K} = 0,5 \frac{(\varphi_{\max} + \varphi_{\min})}{\varphi_{\min}}.$$

Привод, в котором сочетание механизмов, указанных на рис. 7.5, различно в узлах связи, называют комбинированным. Отметим, что в

межколесных приводах механизмы с одной степенью свободы не устанавливаются. Известные комбинированные приводы ходовых систем полноприводных автомобилей по своим характеристикам лишь приближаются либо к дифференциальному, либо к блокированному приводу в зависимости от режима движения, эксплуатационных условий и траектории движения.

Таким образом, при дифференциальном и блокированном приводах кинематические и силовые характеристики движения ведущих колес моста существенно различаются. Если дифференциальный привод обеспечивает независимые кинематические параметры ведущих колес моста, то блокированный – независимые силовые параметры, в частности, силы тяги колес.

#### 7.4. Циркуляция мощности в полноприводном автомобиле

Отличительной особенностью полноприводных колесных автомобилей является наличие замкнутых силовых контуров, содержащих систему масс с упругодиссипативными связями (система «трансмиссия – ведущие колеса – опорная поверхность»). При определенных условиях взаимодействия колес с опорной поверхностью эта особенность становится причиной нежелательного явления, которое в технической литературе называют циркуляцией мощности.

Практически все авторы публикаций на данную тему причину появления циркуляции мощности объясняют изменением динамических радиусов качения колес ведущих мостов. Рассмотрим движение автомобиля с четырьмя ведущими колесами, у которого приводы блокированы, т. е. имеют жесткую связь (рис. 7.8).

Радиус качения колеса и передаваемый момент связаны зависимостью

$$r_k = r_0 - \lambda'_\tau \cdot F_k;$$

$$\lambda'_\tau = \lambda_\tau \cdot r_0,$$

где  $r_0$  – радиус качения без скольжения колеса;  $\lambda_\tau$  – тангенциальная эластичность шины;  $F_k$  – окружная сила на колесе.

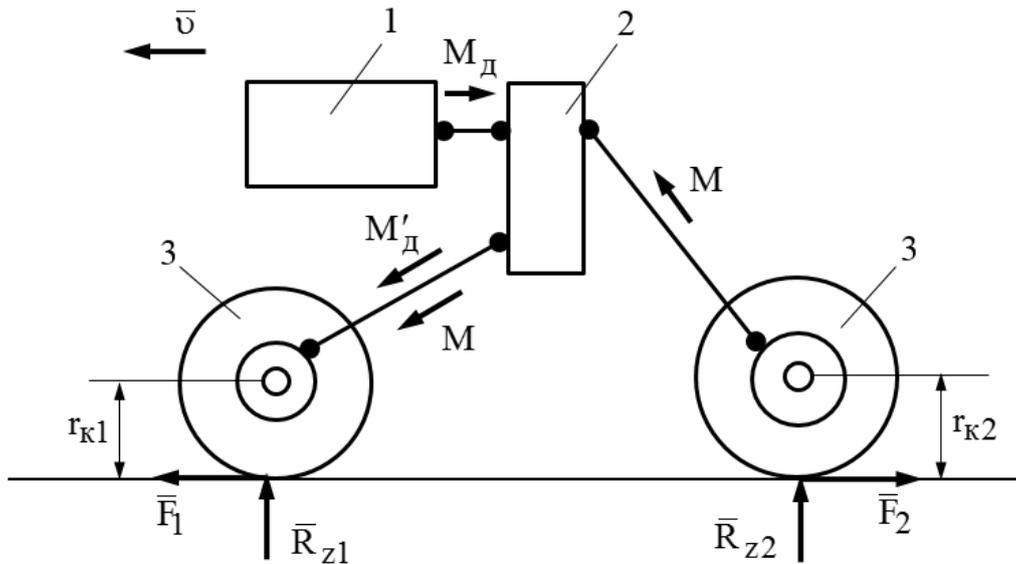


Рис. 7.8. Схема привода к ведущим колесам: 1 – двигатель; 2 – раздаточная коробка; 3 – ведущие колеса

Допустим, в силу некоторых причин (разное давление в шинах, разный протектор шин, разная нормальная нагрузка на колеса) радиусы качения без скольжения колес стали  $r_{o1} > r_{o2}$ . Тогда

$$r_{k1} = r_{o1} - \lambda'_{\tau 1} \cdot F_{k1}; \quad r_{k2} = r_{o2} - \lambda'_{\tau 2} \cdot F_{k2}. \quad (7.1)$$

Суммарное сопротивление движению автомобиля

$$F_{k1} + F_{k2} = F_c.$$

Поскольку привод заблокирован, колеса вращаются с одинаковой угловой скоростью. Линейная скорость центров колес должна быть одинаковой, поэтому  $r_{k1} = r_{k2}$  и

$$\begin{cases} r_{o1} - \lambda'_{\tau 1} \cdot F_{k1} = r_{o2} - \lambda'_{\tau 2} \cdot F_{k2}; \\ F_{k1} + F_{k2} = F_c. \end{cases} \quad (7.2)$$

Решая систему (7.2), получим

$$F_{k1} = \frac{\lambda'_{\tau 2} \cdot F_c + \Delta r}{\lambda'_{\tau 1} + \lambda'_{\tau 2}}; \quad F_{k2} = \frac{\lambda'_{\tau 1} \cdot F_c - \Delta r}{\lambda'_{\tau 1} + \lambda'_{\tau 2}},$$

где  $\Delta r = r_{o1} - r_{o2}$ .

Связь радиусов качения и окружных сил колес (7.2) графически изображена на рис. 7.9. Проведем прямую параллельно оси абсцисс до пересечения с наклонными прямыми и получим точки, абсцисса которых равна соответствующим окружным силам колес. Окружная сила  $F_{к2}$  будет положительной при  $r_к < r_{o2}$ . Если  $r_к > r_{o2}$ , окружная сила  $F_{к2}$  отрицательная, т. е. является тормозной. Эта сила создает момент  $M = F_{к2} \cdot r_{к2}$ , который передается к передним колесам и суммируется с моментом, подведенным от двигателя.

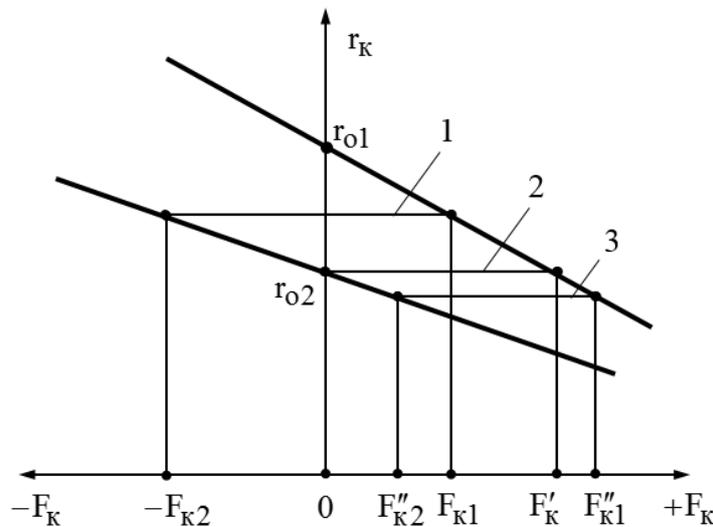


Рис. 7.9. Зависимость радиусов качения от окружных сил колес (привод заблокирован): 1 – движение при малом сопротивлении – циркуляция мощности; 2 – граничный случай – передний мост ведущий; 3 – движение при большом сопротивлении – оба моста ведущие [1]

Таким образом, в замкнутом контуре привода все элементы, передающие крутящий момент от двигателя, нагружаются дополнительным моментом  $M$ . Появление дополнительного крутящего момента называют циркуляцией мощности.

Циркуляции мощности в приводе нет (дополнительный момент  $M = 0$ ), если  $F_{к2} > 0$ . При этом

$$F_c = \frac{\Delta r}{\lambda'_{\tau 1}}.$$

Как видим, если радиусы качения колес равны, то циркуляции мощности в замкнутом приводе нет, если же разные – то произойдет следующее. Чтобы пройти одинаковый путь, колесо с большим радиусом вынуждено будет пробуксовывать, а колесо с меньшим радиусом, наобо-

рот, идти «юзом», т. е. к нему будет подведен момент «от дороги». Были рассмотрены условия циркуляции мощности при прямолинейном движении автомобиля. Однако, как показывает практика, это явление может возникнуть и при криволинейном движении автомобиля, и при движении по неровной опорной поверхности, т. е. в том случае, когда колеса проходят разный путь, несмотря на то, что радиусы качения их одинаковы.

Очевидно, что без знания причин возникновения циркуляции мощности в замкнутом приводе создать системы автоматического регулирования управлением движения полноприводных машин, минимизирующих это нежелательное явление, невозможно.

Решение проблемы остается актуальным. Например, А. С. Антонов высказал мнение, что буксование колес, в результате которого происходит рассеивание энергии, снижает и даже предотвращает циркуляцию мощности, т. к. нагрузка на трансмиссию становится меньше. Он полагал, что упругие шины в некоторой степени делают то же самое.

Следует заметить, что сам термин «циркуляция мощности» некорректен. Мощность – скалярная величина, которая не характеризуется направлением, т. к.

$$P = \bar{M} \cdot \bar{\omega},$$

где  $\bar{M}$  – вектор момента;  $\bar{\omega}$  – вектор угловой скорости.

В основе исследований циркуляции мощности лежит анализ кинематических параметров движения ведущих колес полноприводной машины. Такой подход позволяет получить упрощенные в первом приближении рекомендации по предотвращению данного явления в замкнутом силовом приводе машин.

Рассмотрим объяснение циркуляции мощности с позиции динамического состояния трансмиссии. Покажем, что она определяется статической частотной настройкой всех упругих элементов трансмиссии (предварительная закрутка упругих валов, зубьев шестерен, шин) из-за подведенного крутящего момента. На примере колебания груза на платформе (рис. 7.10) поясним, что означает термин «статиче-

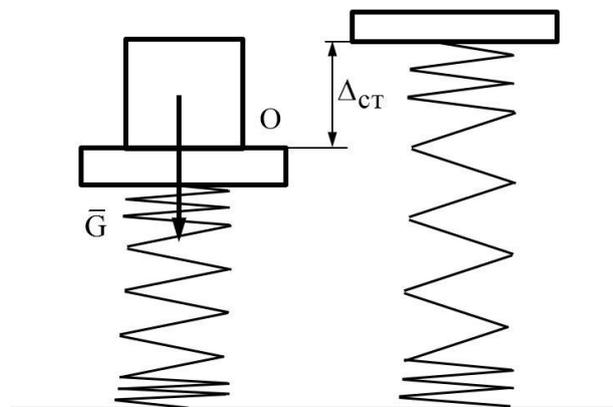


Рис. 7.10. Расчетная схема колебаний груза

ская частотная настройка системы».

Известно, что частота собственных колебаний рассматриваемой системы

$$k = \sqrt{\frac{c}{m}} = \sqrt{\frac{c \cdot g}{G}},$$

где  $c$  – жесткость пружины;  $m$  – масса груза;  $g$  – ускорение свободного падения;  $G$  – вес груза.

Статическая деформация пружины

$$\Delta_{\text{ст}} = \frac{G}{c}.$$

Тогда частота колебаний системы

$$k = \sqrt{\frac{g}{\Delta_{\text{ст}}}}.$$

Изменяя статическую деформацию пружины (меняя массу груза), изменяем и частоту колебаний системы. Аналогично рассмотренному примеру можно записать частоту колебаний для  $i$ -го вала трансмиссии следующим образом:

$$k_i = \sqrt{\frac{c_y}{J}} = \sqrt{\frac{M_y}{\varphi_0 \cdot J}}, \quad (7.3)$$

где  $c_y$  – угловая жесткость вала;  $J$  – момент инерции вала;  $\varphi_0$  – статический угол упругого закручивания;  $M_y$  – упругий момент.

Из выражения (7.3) следует, что частотная настройка вала определяется положением статического равновесия, относительно которого происходят колебания, и может изменяться, т. к.  $\varphi_0 = \text{var}$  и зависит от подведенного крутящего момента.

Уравнение энергетического баланса всей механической системы (см. рис. 7.8) запишем в следующем виде:

$$A + A_j - \Phi - U = 0, \quad (7.4)$$

где  $A$  – работа, которая совершается активными моментами, приложенными к колесам машины;  $A_j$  – работа инерционных сил;  $\Phi$  – силовая функция диссипативных сил, представляющая собой потери энергии за счет буксования, вязкого сопротивления в элементах шин и опорной поверхности;  $U$  – силовая функция упругих сил элементов трансмиссии, в том числе шин, а также опорной поверхности.

Физическую сущность уравнения (7.4) рассмотрим с помощью динамической модели заблокированного привода полноприводной машины (рис. 7.11).

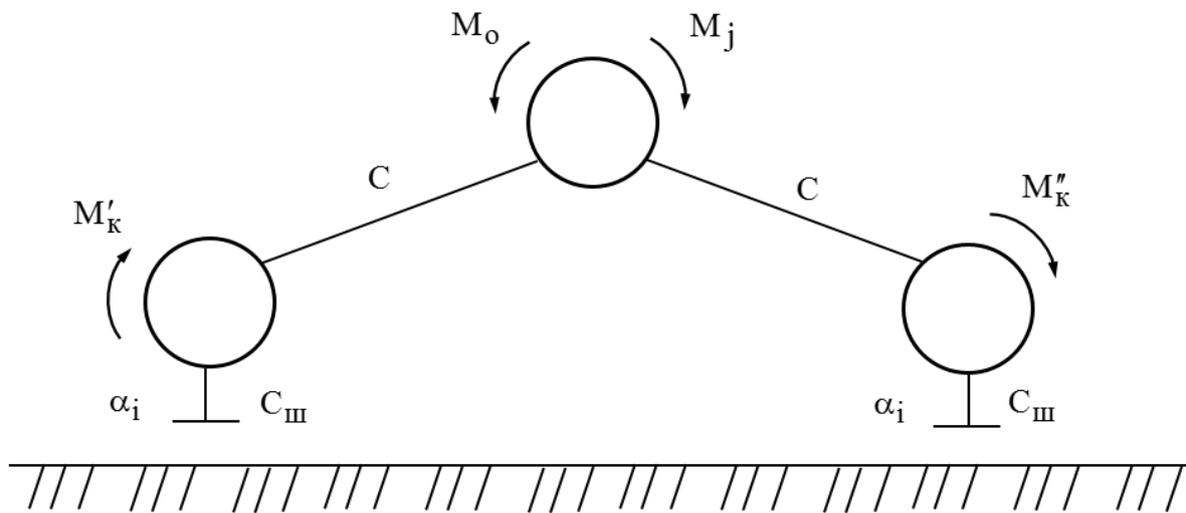


Рис. 7.11. Модель заблокированного привода полноприводной колесной машины

Очевидно, что работы  $A$  и  $A_j$  совершают моменты  $M_o$ ,  $M'_k$  и  $M''_k$ , приложенные к межколесному приводу и колесам, а также момент  $M_j$ , возникающий от сил инерции масс элементов. Силовые же функции, входящие в уравнение баланса (7.4), имеют вид:

$$U = 0,5 \sum_{i=1}^n c_i \cdot \varphi_i^2; \quad \Phi = 0,5 \sum_{i=1}^n \alpha_i \cdot v_{\delta i}^2,$$

где  $c_i$  – коэффициент жесткости шин и элементов привода;  $\alpha_i$  – коэффициент вязкого сопротивления шин и опорной поверхности;  $v_{\delta i}$  – скорость относительного перемещения элементов пятна контакта шин и опорной

поверхности;  $\varphi_i$  – угловые и линейные деформации элементов привода, шин и опорной поверхности.

Главная составляющая уравнения баланса с точки зрения принятой концепции – силовая функция  $U$ , которая, как отмечено ранее, обуславливает циркуляцию мощности в полноприводной машине. Поэтому перестроим уравнение (7.4) относительно нее:

$$U = A + A_j - \Phi.$$

Даже при таком формальном подходе видно, что работа активных и инерционных моментов увеличивает силовую функцию  $U$ . В то же время диссипативная функция  $\Phi$ , обусловленная буксованием и другими факторами, действительно, как и предполагал А. С. Антонов, уменьшает ее.

С другой стороны, функция

$$U = \frac{M'_k - M''_k}{2c},$$

где  $c$  – приведенная жесткость системы.

Функция  $U$  может быть равна нулю только при двух условиях: равных между собой активных моментах  $M'_k$  и  $M''_k$  и бесконечно большой жесткости системы. Иными словами, равенство активных моментов есть одно из условий, исключающих циркуляцию мощности. Но само оно, в свою очередь, может быть выполнено лишь за счет сцепления колес с опорной поверхностью, т. е. реализуемых касательных сил. Следовательно, если касательные силы на колесах разные, то циркуляция мощности есть, если одинаковые – ее нет.

Как видим, речь о динамических радиусах качения колес напрямую не ведется, но концепция позволяет объяснить их влияние, взятое в отдельности.

При чистом качении, если моменты, приложенные к колесам, не изменились, касательная сила на переднем колесе сразу же возрастает, поскольку уменьшается его динамический радиус качения. Она и обеспечивает колесу чистое качение, т. к. увеличившись, она увеличивает деформацию грунта и угловую деформацию шины, а также элементов привода. В связи с этим на величину  $\Delta U$  возрастает и силовая функция  $U$ . Кроме того, из-за возрастания касательной силы переднего колеса начи-

нается диссипация (рассеивание) энергии на колесах задней оси, т. е. их скольжение. В итоге циркуляция мощности повышается.

Во втором варианте (когда переднее колесо катится с буксованием и касательная сила не реализуется в качение) силовая функция, согласно уравнению баланса (7.4), уменьшается, а следовательно, уменьшается и циркуляция мощности. Однако по мере развития скольжения за счет толкающей силы от задних колес в пятне контакта появляется «бульдозерный» эффект, и упругий момент в системе снова начинает возрастать, что приводит к росту функции  $U$  и циркуляции мощности.

Таким образом, во всех вариантах явно просматривается одно общее свойство – колебательность. И она не случайна. Колебания, причем со многими частотными составляющими, характерны для крутящего момента двигателя и, как следствие, для касательных сил тяги. Известно также, что колебательный характер присущ и изменениям тормозной силы и момента, передаваемого карданной передачей.

Такой колебательный характер изменения силовых факторов в итоге дает частотную «настройку» всей упругой системы, которая в каждый момент времени своя. Но очевидно, что с увеличением частоты колебаний в приводе потери, сопровождаемые циркуляцией мощности, тоже растут, а с уменьшением частоты снижаются. Не будет ошибочным утверждение, что если частота возмущающих воздействий (момент от двигателя, реализуемые колесами силы тяги) окажется близкой к настроенной частоте колебательной системы, то возможны резонанс и, как следствие, наибольшие потери мощности.

Вышесказанное дает обобщенное представление о физической сущности циркуляции мощности и позволяет сделать важный для теории и практики вывод: задача определения условий, при которых в полноприводной машине возможна циркуляция мощности, сводится к частному анализу крутильных колебаний системы «двигатель – трансмиссия – колеса – опорная поверхность», подверженной возмущающим воздействиям, т. к. вызванные возмущающими воздействиями крутильные колебания масс трансмиссии и колес с их упругими связями и являются причиной циркуляции мощности.

Второй немаловажный вывод вытекает из анализа силовых факторов, действующих на любую полноприводную машину. Циркуляция мощности на таких автомобилях есть всегда, причем своего максимума она достигает в двух случаях: при появлении вынужденных переменных по частоте колебаний упругой системы и при высокочастотных «срывах»

контактов колес относительно опорной поверхности (автоколебания). Есть вероятность и других случаев, которые пока не известны.

Следовательно, чтобы снизить уровень циркуляции мощности и связанные с ней потери, нужно создать такие системы автоматического управления исполнительными механизмами полноприводной машины, которые постоянно «уводили» бы систему «двигатель – трансмиссия – колеса – опорная поверхность» от зон резонансов. Сигналы управления должны вырабатываться в ней на основе измерения и анализа моментов и сил, фактически реализуемых колесами машины.

### ***Как Вы считаете:***

1. Какие параметры автомобиля влияют на его проходимость?
2. Какие показатели автомобиля характеризуют его возможности при преодолении канав, ям и других подобных препятствий?
3. Какой показатель автомобиля является решающим при движении по болоту, сыпучему песку?
4. Каким образом соотносятся жесткости шины (радиальная  $c_{ш}$ ) и опорной поверхности  $c_{п}$  с точки зрения опорно-сцепной проходимости автомобиля:  $c_{ш} > c_{п}$ ,  $c_{ш} < c_{п}$ ,  $c_{ш} \approx c_{п}$ ?
5. Как влияет коэффициент сцепления ведущих колес и сопротивление движению на проходимость автомобиля?

### ***Задачи***

**Задача 1.** Автомобиль с приводом на передний мост движется на подъеме дороги. Масса автомобиля составляет 1360 кг. База  $L = 1,8$  м. Расстояние от центра масс до переднего моста  $a = 0,88$  м. Коэффициент сцепления колес с дорогой  $\varphi = 0,6$ . Определите максимальный угол уклона дороги, преодолеваемый автомобилем.

### ***Решение***

1. Определяем вес, приходящийся на передний мост. Рассмотрим автомобиль, стоящий на горизонтальной дороге (рис. 7.12).

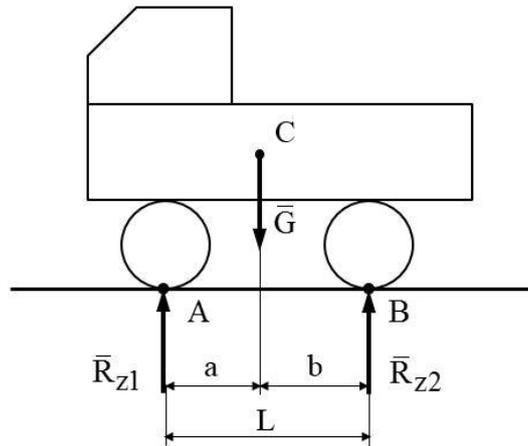


Рис. 7.12. Автомобиль, стоящий на горизонтальной дороге

Составим уравнение моментов относительно точки **B**:

$$-R_{z1} \cdot L + G(L - a) = 0;$$

$$R_{z1} = G \frac{L - a}{L} = 1360 \cdot 9,8 \cdot \frac{1,8 - 0,88}{1,8} = 6812 \text{ Н.}$$

2. Рассмотрим движение автомобиля на подъеме дороги (рис. 7.13). Считаем, что силы сопротивления движению малы:

$$F_f = F_B = F_j = 0.$$

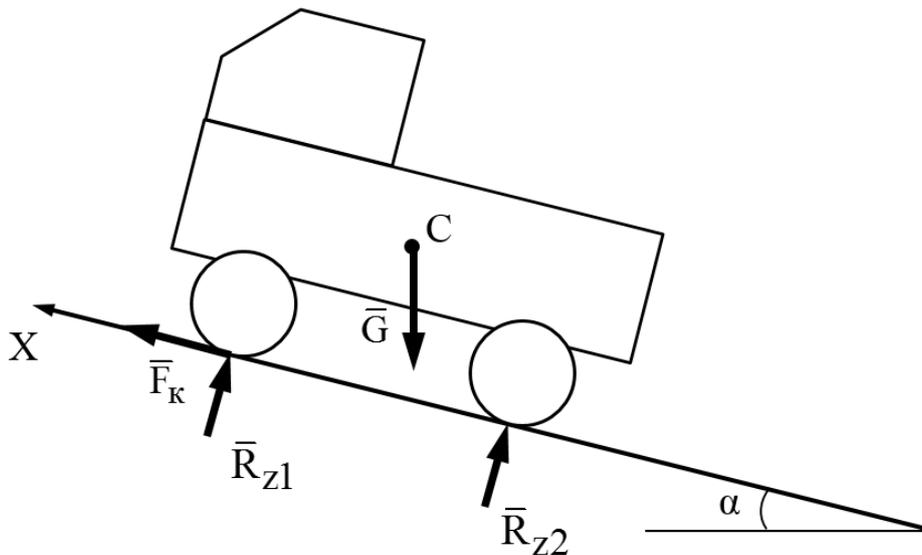


Рис. 7.13. Движение автомобиля на подъеме дороги

Составим уравнение тягового баланса:

$$F_k - G \cdot \sin \alpha = 0.$$

Максимальная касательная сила на передних ведущих колесах

$$F_k = G_1 \cdot \cos \alpha \cdot \varphi.$$

где  $G_1$  – вес, приходящийся на передний мост.

С учетом  $R_{z1} = G_1$  уравнение тягового баланса

$$G_1 \cdot \cos \alpha \cdot \varphi - G \cdot \sin \alpha = 0.$$

3. Максимальный угол уклона дороги, преодолеваемый автомобилем,

$$\alpha_{\max} = \arctg \frac{G_1}{G} \varphi;$$

$$\alpha_{\max} = \arctg \frac{6812}{1360 \cdot 9,8} \cdot 0,6 = \arctg 0,3.$$

*Ответ:*  $\alpha_{\max} = 16,7^\circ$ .

**Задача 2.** У легкового автомобиля база 2,8 м. Низшая точка трубы глушителя в средней части базы находится на расстоянии 0,2 м от поверхности дороги. Определите радиус цилиндрической поверхности (продольный радиус проходимости), которую может переехать автомобиль.

*Ответ:*  $R = 4,97$  м.

**Задача 3.** Автомобиль совершает поворот. Радиус поворота переднего наружного колеса  $R = 5,5$  м. База автомобиля  $L_k = 1,42$  м. Определите минимальную ширину проезжей части дороги  $L$ , необходимую для совершения маневра.

*Ответ:*  $L = 2,19$  м.

**Задача 4.** Автомобиль с колесной формулой 4×2 оборудован шинами обычной конструкции. Задний мост имеет сдвоенные колеса, площадь контакта колеса с опорной поверхностью  $S = 524$  см<sup>2</sup>. Известны:

масса автомобиля  $m_a = 7400$  кг; база  $L = 3,7$  м; расстояние от центра масс до заднего моста  $b = 0,9$  м.

Вместо шин обычной конструкции на задний мост установили две арочные шины. Площадь контакта арочной шины для данной вертикальной нагрузки в два раза больше площади контакта сдвоенных шин обычной конструкции.

Определите среднее давление арочной шины на опорную поверхность.

*Ответ:*  $p_{уд} = 1,34$  кг/см<sup>2</sup>.

**Задача 5.** Определите сопротивление качению колеса с арочной шиной из-за ее деформации при качении на супесчаном грунте. Известны: наружный диаметр шины 1000 мм; внутреннее давление воздуха 1,4 кг/см<sup>2</sup>; опытные коэффициенты, зависящие от конструкции шины,  $c_1 = 0,0031$ ,  $c_2 = 0,0425$ . Нагрузка на колесо равна 1700 кг.

*Ответ:*  $F_f = 15$  Н.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Гришкевич, А. И.** Автомобили. Теория: учебник для вузов / А. И. Гришкевич. – Минск: Выш. шк., 1986. – 208 с.: ил.
2. **Кутьков, Г. М.** Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства / Г. М. Кутьков. – М.: КолосС, 2004. – 504 с.: ил.
3. **Смирнов, Г. А.** Теория движения колесных машин: учебник для студентов машиностроительных спец. вузов / Г. А. Смирнов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.: ил.
4. **Тарасик, В. П.** Теория движения автомобиля: учебник для вузов / В. П. Тарасик. – СПб.: БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.: ил.
5. **Хусаинов, А. Ш.** Эксплуатационные свойства автомобиля: учеб. пособие для студентов специальности «Наземные транспортно-технологические комплексы» по профилю 190100.62 «Автомобиле- и тракторостроение» / А. Ш. Хусаинов. – Ульяновск: УлГТУ, 2011. – 109 с.
6. Эксплуатация электронных систем автомобилей: учеб. пособие / В. Е. Ютт [и др.] ; под ред. В. Е. Ютта, А. М. Резника. – М. : МАДИ, 2012. – 253 с.
7. **Мещерский, И. В.** Задачи по теоретической механике : учеб. пособие / И. В. Мещерский; под ред. В. А. Пальмова. – 46-е изд., стер. – М. : Лань, 2006. – 448 с.
8. **Тверсков, Б. М.** Задачи по теории автомобиля для студентов специальностей 190201, 190202, 05 05 01.15 / Б. М. Тверсков. – Курган : КГУ, 2010. – 53 с.
9. **Сазонов, И. С.** Динамическое регулирование режимов движения полноприводных колесных машин : монография / И. С. Сазонов; под общ. ред. А. Т. Скойбеды. – Минск : БГПА, 2001. – 185 с. : ил.
10. Динамика колесных машин : монография / И. С. Сазонов [и др.]. – Могилев : Беларус.-Рос. ун-т, 2006. – 462 с. : ил.
11. Тормозные системы колесных машин / И. С. Сазонов [и др.] ; под общ. ред. И. С. Сазонова. – Могилев : Беларус.-Рос. ун-т, 2011. – 351 с. : ил.
12. Электронный журнал «АвтоСпециалист+» [Электронный ресурс] / Ред. Д. Н. Титаренко. – СПб., 2006. – Режим доступа : [http://arpo-jurn.narod.ru/olderfiles/1/02\\_Sily\\_prolozhennye\\_k\\_kolesam.pdf](http://arpo-jurn.narod.ru/olderfiles/1/02_Sily_prolozhennye_k_kolesam.pdf). – Дата доступа: 18.05.2016.
13. Теория автомобиля и автомобильного двигателя: учебник для техникумов / М. Д. Артамонов [и др.]. – М. : Машиностроение, 1968. – 283 с.
14. **Зимелев, Т. В.** Теория автомобиля / Т. В. Зимелев. – М. : Машгиз, 1959. – 312 с.



## ОГЛАВЛЕНИЕ

<b>ВВЕДЕНИЕ.....</b>	<b>3</b>
<b>1. ОСНОВЫ ТЕОРИИ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО КОЛЕСА.....</b>	<b>6</b>
1.1. Геометрические параметры колеса.....	6
1.2. Кинематика движения колеса.....	9
1.3. Сцепление колеса с опорной поверхностью.....	11
1.4. Сопротивление качению колеса.....	13
1.5. Режимы качения колеса.....	14
1.6. Аквапланирование автомобильного колеса.....	19
<b>2. ТЯГОВО-СКОРОСТНЫЕ СВОЙСТВА И ТОПЛИВНАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ АВТОМОБИЛЯ.....</b>	<b>25</b>
2.1. Оценочные показатели тягово-скоростных свойств.....	25
2.2. Силы, действующие на автомобиль при его движении.....	26
2.3. Мощность и крутящий момент, подводимые к ведущим колесам.....	27
2.4. Силы сопротивления движению автомобиля.....	31
2.5. Нормальные реакции опорной поверхности.....	36
2.6. Уравнение тягового и мощностного баланса автомобиля.....	39
2.7. Экспериментальное определение тягово-скоростных свойств автомобиля.....	41
2.8. Топливная экономичность автомобиля.....	43
<b>3. ТЯГОВО-ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ.....</b>	<b>49</b>
3.1. Техническое задание.....	49
3.2. Расчет мощности двигателя.....	52
3.3. Расчет передаточных чисел трансмиссии.....	54
3.4. Выбор структурного ряда передаточных чисел.....	57
3.5. Построение тягово-динамической характеристики автомобиля.....	59
3.6. Особенности расчета трансмиссии с гидромеханической передачей.....	60
3.7. Динамика разгона автомобиля.....	67
<b>4. ТОРМОЗНЫЕ СВОЙСТВА АВТОМОБИЛЯ.....</b>	<b>74</b>
4.1. Общие сведения о режиме торможения автомобиля.....	74
4.2. Уравнение движения автомобиля при торможении.....	76

4.3. Перераспределение тормозных сил автомобиля.....	78
4.4. Регуляторы тормозных сил.....	80
4.5. Тормозной путь автомобиля.....	85
<b>5. ПЛАВНОСТЬ ХОДА АВТОМОБИЛЯ.....</b>	<b>91</b>
5.1. Основные понятия.....	91
5.2. Основные характеристики подвески.....	92
5.3. Характеристики неровностей опорной поверхности....	95
5.4. Оценка плавности хода автомобиля.....	98
5.5. Дифференциальное уравнение свободных колебаний автомобиля.....	99
5.6. Дифференциальные уравнения вынужденных колебаний автомобиля.....	101
<b>6. УПРАВЛЯЕМОСТЬ И УСТОЙЧИВОСТЬ АВТОМОБИЛЯ.....</b>	<b>109</b>
6.1. Основные понятия.....	109
6.2. Увод колеса.....	113
6.3. Кинематика поворота автомобиля.....	115
6.4. Поворачиваемость автомобиля.....	117
6.5. Силовое воздействие на автомобиль при криволинейном движении.....	120
6.6. Стабилизация управляемых колес.....	124
6.7. Колебания управляемых колес.....	127
6.8. Занос и опрокидывание автомобиля при повороте.....	130
6.9. Движение автомобиля по дороге с поперечным уклоном.....	133
<b>7. ПРОХОДИМОСТЬ АВТОМОБИЛЯ.....</b>	<b>138</b>
7.1. Основные сведения.....	138
7.2. Профильная проходимость.....	138
7.3. Опорно-сцепная проходимость автомобиля.....	143
7.4. Циркуляция мощности в полноприводном автомобиле.....	149
<b>СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....</b>	<b>161</b>



Учебное издание

**Сазонов Игорь Сергеевич**  
**Ким Валерий Андреевич**  
**Чой Ки Йонг**

## **ТЕОРИЯ АВТОМОБИЛЯ**

*Учебное пособие*

Редакторы: И. В. Голубцова, Е. А. Будкевич

Художественное оформление обложки Е. С. Лустенкова

Технический редактор А. Т. Червинская

Компьютерный дизайн Е. С. Лустенкова

Подписано в печать 27.03.2017. Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.  
Печать трафаретная. Усл. печ. л. 9,53. Уч.-изд. л. 10,48. Тираж 500 экз. Заказ № 208.

Издатель и полиграфическое исполнение:  
Государственное учреждение высшего профессионального образования  
«Белорусско-Российский университет».  
Свидетельство о государственной регистрации издателя,  
изготовителя, распространителя печатных изданий  
№ 1/156 от 24.01.2014.  
Пр. Мира, 43, 212000, Могилев.