

**В.М. Скутнев**

# **ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА АВТОМОБИЛЯ**

Учебное пособие



Тольятти  
ТГУ  
2011

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Тольяттинский государственный университет  
Автомеханический институт  
Кафедра «Автомобили и тракторы»

В.М. Скутнев

## **ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА АВТОМОБИЛЯ**

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

Тольятти  
ТГУ  
2011

УДК 629.33  
ББК 39.33  
С46

Рецензенты:

д.т.н., профессор Ульяновского государственного университета  
*И.С. Антонов*;  
к.т.н., профессор Московского государственного технического  
университета «МАМИ» *В.В. Ломакин*.

Научный редактор к.т.н., доцент *Н.С. Соломатин*.

**С46** Скутнев, В.М. Эксплуатационные свойства автомобиля :  
учеб. пособие / В.М. Скутнев. — Тольятти : ТГУ, 2011. — 140 с. : обл.

В настоящем учебном пособии рассмотрены основные эксплуатационные свойства автомобиля, проявляющиеся в процессе его движения, их измерители и показатели, показано влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на тягово-скоростные и тормозные качества, топливную экономичность, управляемость, устойчивость, плавность хода и проходимость.

Предназначено для студентов специальностей 190201 «Автомобиле- и тракторостроение» и 190109 «Наземные транспортно-технологические средства». Может быть также рекомендовано студентам специальности 190601 «Автомобили и автомобильное хозяйство» и направления 190200 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов».

УДК 629.33  
ББК 39.33

Рекомендовано к изданию научно-методическим советом Тольяттинского государственного университета.

## ВВЕДЕНИЕ

В процессе проектирования автомобиля его конструкции придают определенные свойства, которые называют потенциальными. Степень реализации этих свойств, а соответственно потребительское качество изделия, зависит от уровня расчетно-конструкторской разработки и примененной технологии изготовления.

Различают две группы свойств автомобиля, имеющих различную природу. Первая группа – функциональные свойства, вторая – свойства надежности. Функциональные свойства обеспечивают возможность выполнять функции, определяемые назначением автомобиля. Эти свойства автомобиля называют эксплуатационными. Свойства надежности характеризуют способность автомобиля сохранять работоспособное состояние. Они включают в себя безотказность, долговечность, сохраняемость.

Для оценки эксплуатационных свойств автомобиля применяют соответствующие измерители и показатели. Измеритель характеризует то или иное свойство с качественной стороны. Показатель дает количественное значение измерителя. Измерители и показатели эксплуатационных свойств автомобиля устанавливаются ГОСТами, стандартами и другими нормативными документами. Для определения показателей эксплуатационных свойств проводят испытания автомобиля.

В данном учебном пособии рассматриваются только основные эксплуатационные свойства, т. е. свойства, связанные с движением автомобиля и реализуемые в процессе его взаимодействия с окружающей средой.

# 1. ОСНОВНЫЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА АВТОМОБИЛЯ

Автомобиль обладает целым рядом свойств (рис. 1.1), которые делятся на две группы: связанные с движением автомобиля – их относят к основным эксплуатационным свойствам; не связанные с движением автомобиля.



Рис. 1.1. Эксплуатационные свойства автомобиля

К основным эксплуатационным свойствам автомобиля, связанным с движением, относят: тягово-скоростные свойства, топливную экономичность, тормозные свойства, управляемость, поворачиваемость, маневренность, устойчивость, плавность хода, проходимость.

**Тягово-скоростными свойствами** называют совокупность свойств, определяющих возможные по характеристикам двигателя или сцепления колес с дорогой диапазоны изменения скоростей движения и предельные интенсивности разгона автомобиля при его работе в тяговом режиме в различных дорожных условиях.

**Тормозные свойства** — это совокупность свойств, определяющих максимальное замедление автомобиля при его движении в различных дорожных условиях в тормозном режиме, предельные значения внешних сил, при действии которых заторможенный автомобиль надежно удерживается на месте или имеет необходимые минимальные установившиеся скорости при движении под уклон.

**Топливная экономичность** — это совокупность свойств, определяющих расходы топлива при выполнении автомобилем транспортной работы в различных условиях эксплуатации.

**Управляемость** — это свойство управляемого водителем автомобиля сохранять в процессе движения заданное направление движения или изменять его в соответствии с воздействием на рулевое управление.

**Поворачиваемость** — это свойство автомобиля отклоняться от направления движения, заданного положением рулевого управления, вследствие бокового увода колес.

**Маневренность** — это свойство автомобиля поворачиваться на минимальной площади и вписываться в габариты дороги.

**Устойчивость** — это совокупность свойств, определяющих критические параметры по устойчивости движения и положения автомобиля.

**Плавность хода** — это совокупность свойств, обеспечивающих ограничение в пределах установленных норм вибронагруженности водителя, пассажиров, грузов и элементов шасси и кузова.

**Проходимость** — это способность автомобиля перевозить как можно с большей средней скоростью грузы, пассажиров и специальное оборудование в ухудшенных дорожных условиях, по бездорожью и при преодолении различных препятствий.

В каждой главе рассматривается отдельное эксплуатационное свойство, его измерители и показатели, влияние на них конструктивных и эксплуатационных факторов.

## 2. ТЯГОВО-СКОРОСТНЫЕ СВОЙСТВА АВТОМОБИЛЯ

### 2.1. Понятия. Оценочные показатели

Тягово-скоростными свойствами называют совокупность свойств, определяющих возможные по характеристикам двигателя или сцепления колес с дорогой диапазоны изменения скоростей движения и предельные интенсивности разгона автомобиля при его работе в тяговом режиме в различных дорожных условиях.

Эксплуатационные свойства оценивают, сравнивая их с определенными значениями, принятыми в качестве базовых. Часть показателей имеет нормированные ОСТАми и ГОСТами значения, остальные определяются экспериментально или расчетным путем.

Показатели тягово-скоростных свойств автомобиля:

- максимальная скорость  $V_{\max}$  – определяется на высшей передаче для полностью загруженного автомобиля;
- условная максимальная скорость  $V_{\max \text{ усл}}$  – средняя скорость на последних 400 м при разгоне автомобиля с места на участке 2000 м с полной подачей топлива;
- время разгона на заданном пути 400 м и 1000 м до заданной скорости;
- скоростная характеристика разгон-выбег – определяется при разгоне с места с полной подачей топлива до  $V_{\max}$  на пути 2000 м и выбеге до остановки;
- скоростная характеристика разгона на высшей передаче от  $V_{\min}$  до скорости, соответствующей  $n_N$ ;
- скоростная характеристика разгона на дороге с переменным продольным профилем;
- минимальная устойчивая скорость  $V_{\min}$  на высшей передаче;
- максимальный подъем  $i_{\max}$ , преодолеваемый на низшей передаче;
- ускорение при разгоне, максимальное и среднее на передачах.

### 2.2. Внешняя скоростная характеристика двигателя

Скоростной характеристикой двигателя называют зависимости мощности и крутящего момента от угловой скорости коленчатого вала:  $N_e = f(\omega_e)$  и  $M_e = f(\omega_e)$ .

Внешней называется такая скоростная характеристика, которая получена при полной нагрузке, т. е. при полной подаче топлива.

Для бензиновых двигателей без ограничителя оборотов она имеет вид (рис. 2.1).

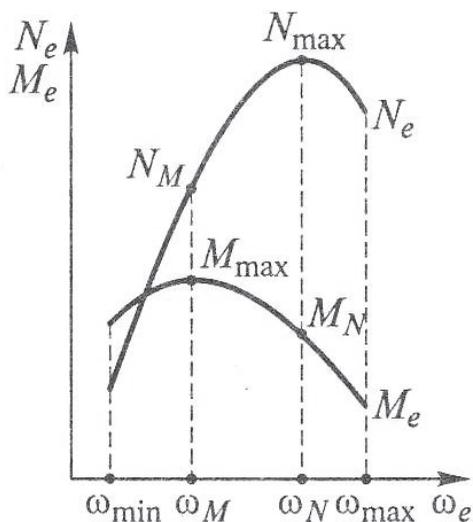


Рис. 2.1. Внешняя скоростная характеристика бензинового двигателя без ограничителя оборотов

Для бензиновых двигателей с ограничителем оборотов она имеет вид, представленный на рис. 2.2; для дизельных двигателей с регулятором оборотов – на рис. 2.3.



Рис. 2.2. Внешняя скоростная характеристика бензинового двигателя с ограничителем оборотов

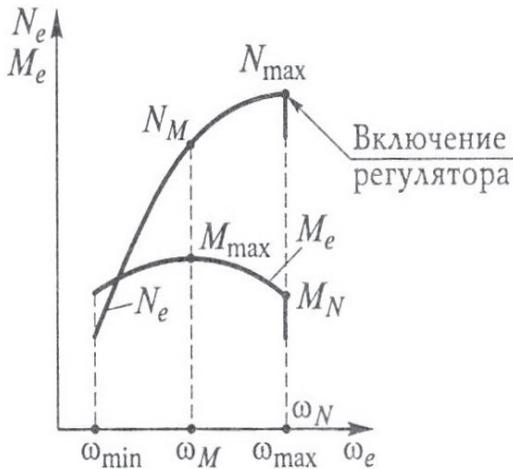


Рис. 2.3. Внешняя скоростная характеристика дизельного двигателя с регулятором угловой скорости коленчатого вала

Зависимость мощности от угловой скорости в общем виде записывается формулой

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

где  $a$ ,  $b$ ,  $c$  – коэффициенты, которые для бензиновых двигателей с достаточной точностью принимают равными  $a = b = c = 1$ ; для дизелей они имеют разные значения – например, для четырехтактных двигателей принимают:  $a = 0,5$ ;  $b = 1,5$  и  $c = 1$ .

Крутящий момент двигателя определяется по формуле

$$M_e = 1000 \frac{N_e}{\omega_e}, \quad \text{Н} \cdot \text{м}. \quad (2.2)$$

Поскольку в характеристиках автомобилей даны обороты двигателя, то для перевода в угловую скорость используется формула

$$\omega_N = \frac{\pi \times n_N}{30}. \quad (2.3)$$

### 2.3. Основы теории качения колеса

На автомобильное колесо, взаимодействующее с опорной поверхностью, действуют силы, которые удерживают автомобиль на дороге, передвигают его и останавливают, заставляют изменять направление движения. Автомобильное колесо может катиться прямолинейно и/или криволинейно. В процессе взаимодействия с дорогой происходит деформация колеса (шины) и опорной поверхности. Поскольку на твердых покрытиях деформация колеса значительно больше, чем деформация дороги, то принимается допущение, что опорная поверхность имеет абсолютную твердость и не деформируется.

Пневматическая шина представляет собой оболочку, наполненную сжатым воздухом. При качении по дороге происходит ее деформация и проскальзывание элементов протектора относительно поверхности дороги.

Для колеса характерны следующие показатели:

- свободный радиус колеса – половина диаметра наибольшего сечения беговой дорожки колеса, не нагруженного внешними силами, перпендикулярно оси вращения, при отсутствии контакта с дорогой;  $r_{св} = 0,5d + H_u$ ; здесь  $d$  – посадочный диаметр шины;  $H_u$  – высота профиля шины;
- статический радиус (рис. 2.4,а) – расстояние от центра неподвижного колеса, нагруженного только нормальной силой, до опорной поверхности дороги:

$$r_{cm} = 0,5d + \lambda_z H_u, \quad (2.4)$$

где  $\lambda_z$  – коэффициент вертикальной деформации;  $\lambda_z = 0,85 \dots 0,87$  – для тороидных шин и  $\lambda_z = 0,80 \dots 0,85$  – для шин низкого давления;

– динамический радиус (рис. 2.4,б) – расстояние от центра катящегося колеса до опорной поверхности; этот радиус увеличивается с повышением скорости и уменьшением подводящего момента;

– радиус качения (рис. 2.4,в) – отношение продольной скорости к угловой скорости вращения колеса:  $r_k = \frac{V_k}{\omega_k}$  или

$$r_k = \frac{Sk}{2\pi n_k}, \text{ где } S_k \text{ – пройденный путь; } n_k \text{ – количество оборотов колеса.}$$

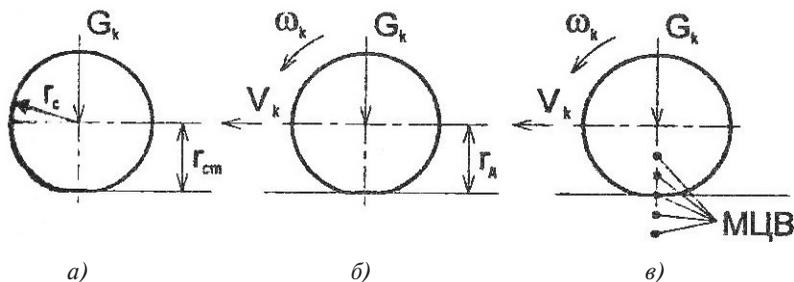


Рис. 2.4. Радиусы колеса:  
 а) статический; б) динамический;  
 в) качения; МЦВ – мгновенный центр вращения

Радиус качения ведомого колеса для большинства шин составляет:  $r_{к0} = (1,03...1,06)r_{д}$ . Зависимость радиуса качения от передаваемого им момента  $M_k$  может описываться следующим образом:

$$r_k = r_{к0} - \lambda_T M_k \quad \text{или} \quad r_k = r_{к0} - \lambda'_T P_k. \quad (2.5)$$

Здесь  $r_{к0}$  – радиус качения ведомого колеса;  $\lambda_T$  – коэффициент тангенциальной эластичности шины (коэффициент пропорциональности между  $r_k$  и  $M_k$ );  $\lambda'_T$  – коэффициент пропорциональности между  $r_k$  и  $P_k$ .

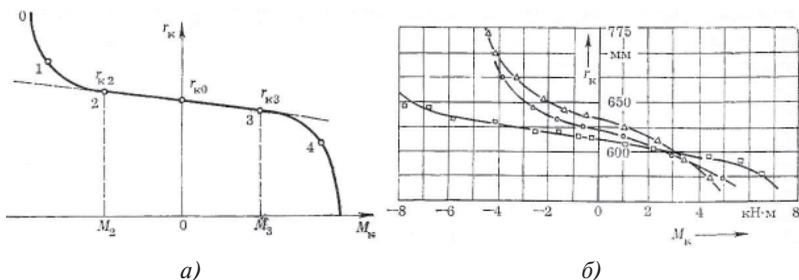


Рис. 2.5. Теоретическая (а) и экспериментальная (б) зависимости радиуса качения колеса от передаваемого им момента  $M_k$

## 2.4. Сопротивление качению.

### Коэффициент сопротивления качению колеса

Шина под действием нормальной к поверхности дороги нагрузки на колесо деформируется. Площадь контакта ее с дорогой увеличивается до тех пор, пока не наступит равновесие между нормальной реакцией дороги и нагрузкой. У неподвижного колеса

контактная поверхность имеет форму эллипса. Характерная эпюра давлений под неподвижной шиной показана на рис. 2.6,а.

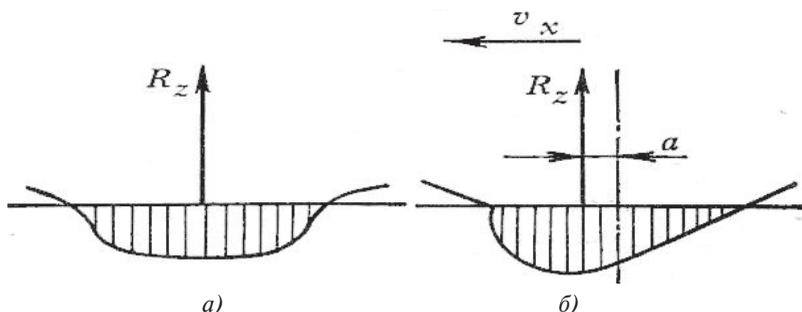


Рис. 2.6. Эпюра давлений под неподвижным (а) и под движущимся (б) колесами

При движении автомобильного колеса в работе участвуют все элементы шины. За один оборот колеса каждый элемент профиля шины подвергается полному циклу нагружения и разгрузки. В процессе нагружения-разгрузки происходят гистерезисные потери, которые можно проиллюстрировать графиком, приведенным на рис. 2.7. Площадь, заключенная между линиями, пропорциональна потерям энергии на деформацию элементов шины за один оборот.

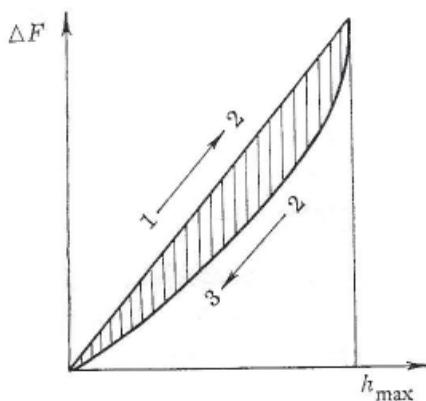


Рис. 2.7. Характеристика деформации шины при качении: линия 1–2 – нагружение (сжатие); линия 2–3 – разгрузка (растяжение)

Вследствие этого в передней части контакта шины с дорогой удельные давления больше, чем в задней части; эпюра давления с большими значениями находится на входе колеса в контакт с дорогой (рис. 2.6,б). Равнодействующая нормальных реакций

в контакте смещена на расстояние « $a$ » от середины контактной поверхности вперед по ходу качения колеса (рис. 2.8).

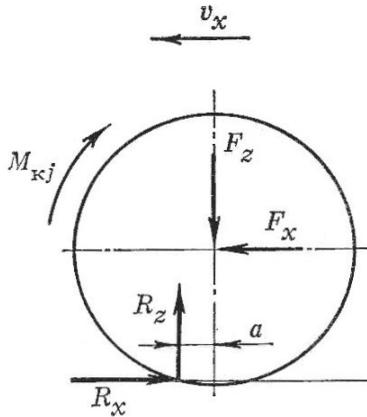


Рис. 2.8. Силы, действующие на ведомое колесо при качении по недеформируемой дороге

За счет этого смещения на колесо относительно его оси создается момент:

$$M_f = a \cdot R_z. \quad (2.6)$$

Этот момент препятствует качению колеса, поэтому его считают моментом сопротивления качению. На недеформируемой дороге момент сопротивления качению обусловлен внутренними (гистерезисными) потерями в шине на ее деформацию.

Чтобы преодолеть этот момент, к колесу следует приложить продольную силу  $F_x$  в центре колеса. Тогда в контакте колеса с дорогой на колесо должна действовать сила в виде касательной реакции  $R_x$ . При ускоренном движении на колесе возникнет инерционный момент:

$$M_{jk} = I_k \frac{d\omega}{dt}, \quad (2.7)$$

где  $I_k$  — момент инерции колеса;  $\frac{d\omega}{dt}$  — угловое ускорение.

При равномерном движении  $M_{jk} = 0$  и тогда из равенства моментов относительно центра колеса  $M_f = R_x r_d = R_z a$ , следует:  $R_x = R_z \frac{a}{r_d}$ .

Условную количественную характеристику, равную отношению касательной реакции к нормальной реакции, называют коэффициентом сопротивления качению.

$$\frac{R_x}{R_z} = \frac{a}{r_d} = f, \quad (2.8)$$

а произведение  $R_z f = P_f$  – силой сопротивления качению.

Коэффициент сопротивления качению существенно влияет на потери энергии при движении автомобиля. Он зависит от многих конструктивных факторов и определяется экспериментально.

Таблица 2.1

*Коэффициент сопротивления качению  
при разных дорожных условиях*

Асфальтобетон в хорошем состоянии	0,007...0,015
Асфальтобетон в удовлетворительном состоянии	0,015...0,020
Гравийная дорога в хорошем состоянии	0,020...0,025
Бульжная дорога в хорошем состоянии	0,025...0,030
Грунтовая сухая укатанная	0,025...0,030
Грунтовая после дождя	0,05...0,15
Грунтовая в период распутицы	0,1...0,25
Сухой песок	0,1...0,3
Сырой песок	0,06...0,15
Укатанная снежная дорога	0,03...0,05
Обледенелая дорога	0,015...0,03
Рыхлый снег	0,1...0,3

Значение коэффициента сопротивления качению зависит:

- от дорожных условий;
- скорости движения:

$$f_v = f_0(1 + AV^2), \quad (2.9)$$

где  $A = (4...5)10^{-5}$ . Скорость движения  $V$  в формулу подставляется в км/ч.

## 2.5. Силы и моменты, действующие на колесо при качении

При движении автомобиля его колеса могут катиться в различных режимах: тяговом, ведомом и тормозном. При этом в тяговом и ведомом режимах колеса могут катиться в ускоренном и равномерном движении. Со стороны дороги на колеса действуют силы, которые называют реакциями.

Схема сил и моментов, действующих на ведущее колесо, приведена на рис. 2.9.

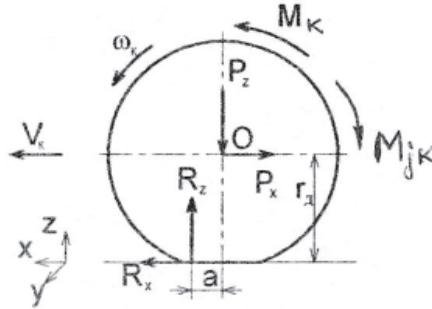


Рис. 2.9. Схема сил и моментов, действующих на ведущее колесо в ускоренном режиме

Здесь  $|P_z| = |R_z|$ ;  $|P_x| = |R_x|$ ;  $P_x$  — сила сопротивления движению;  $P_z$  — нагрузка на колесо;  $M_{jk} = I_k \frac{d\omega}{dt}$  — инерционный момент колеса;

$$M_k = (M_e - M_{je})u_T \eta_T, \quad (2.10)$$

$M_k$  — крутящий момент на колесе;  $M_e$  — крутящий момент двигателя;  $M_{je} = I_e \frac{d\omega_e}{dt}$  — инерционный момент двигателя;  $I_e$  — момент инерции двигателя;  $\frac{d\omega_e}{dt}$  — угловое ускорение двигателя;

$U_T = U_k U_{dk} U_{zn}$  — передаточное число трансмиссии;  $U_k$  — передаточное число коробки;  $U_{dk}$  — передаточное число дополнительной коробки;  $U_{zn}$  — передаточное число главной передачи;  $\eta_m$  — КПД трансмиссии.

Составив сумму моментов относительно центра колеса «О», решаем уравнение для определения касательной реакции:

$$R_X = \frac{M_k}{r_d} - R_Z \frac{a}{r_d} - \frac{I_k}{r_d} \frac{d\omega_k}{dt} \quad \text{или} \quad R_X = \frac{M_k}{r_d} - R_Z f - \frac{I_k}{r_d} \frac{d\omega_k}{dt}. \quad (2.11)$$

Отношение  $\frac{M_k}{r_a}$  обозначают через  $\frac{M_k}{r_a} = D_k$  и эту силу называют тяговой.

На рис. 2.10 приведена схема сил и моментов, действующих на ведомое а) и тормозное б) колеса.

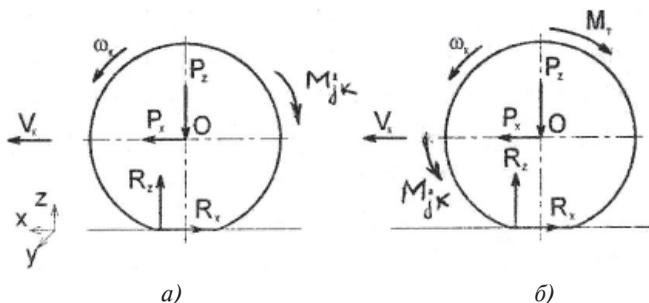


Рис. 2.10. Схема сил и моментов, действующих на колеса в ведомом а) ускоренном режиме и б) тормозном режиме

По аналогии с вышеизложенным, решая уравнение моментов относительно центра колеса, находим касательные реакции на ведомом и тормозном колесах (2.12):

$$R_X = R_Z f + \frac{I_k}{r_d} \frac{d\omega_k}{dt} \quad \text{— для ведомого колеса;}$$

$$R_X = \frac{M_T}{r_d} - R_Z f - \frac{I_k}{r_d} \frac{d\omega_k}{dt} \quad \text{— для тормозного колеса.} \quad (2.12)$$

Поскольку на дорогах с твердым покрытием значения  $M_f$  и  $M_{jk}$  близки, то с достаточно высокой точностью считают

$$R_X = \frac{M_T}{r_d} = F_T \quad \text{— тормозной силой.}$$

## 2.6. Предельные силы и моменты по сцеплению. Коэффициент сцепления

При увеличении  $M_k$  и  $M_T$  значения касательной реакции (тяговой и тормозной сил) достигают своего предельного значения  $R_{Xmax} = R_Z \varphi$  и далее, несмотря на увеличение моментов, не увеличиваются. Такое значение касательной реакции называют предельной силой по сцеплению колес с дорогой и обозначают  $P\varphi$ . Предельный момент по сцеплению, соответственно, равен:  $M\varphi = r_d P\varphi$ . Отношение  $\frac{R_{Xmax}}{R_Z} = \varphi$  называют коэффициентом сцепления и определяют его экспериментальным путем.

Причем различают:

— коэффициент сцепления в продольном направлении

$$\frac{R_{Xmax}}{R_Z} = \varphi_X;$$

– коэффициент в поперечном направлении  $\frac{R_{Y \max}}{R_Z} = \varphi_Y$ .

Коэффициент сцепления зависит от различных конструктивных особенностей шин: типа и состояния, давления, нагрузки на колесо и т. д., а также от эксплуатационных факторов: типа и состояния дорожного покрытия, скорости движения, степени износа шины, относительной скорости скольжения в пятне контакта.

Коэффициент скольжения (относительная скорость скольжения) в пятне контакта определяют по формуле

$$\delta = \frac{V_{\text{д}} - V_T}{V_{\text{д}}} 100 = \left( 1 - \frac{r_{ko}}{r_k} \right) 100, \quad (2.13)$$

где  $V_{\text{д}}$  – действительная скорость движения;  $V_A = r_k \omega_k$ ;  $V_T$  – теоретическая скорость движения;  $V_{\dot{O}} = r_{ki} \omega_k$ ;  $r_{ko}$  – радиус качения ведомого колеса.

Зависимость коэффициента сцепления  $\frac{R_{X \max}}{R_Z} = \varphi_X$  от коэффициента скольжения приведена на рис. 2.11.

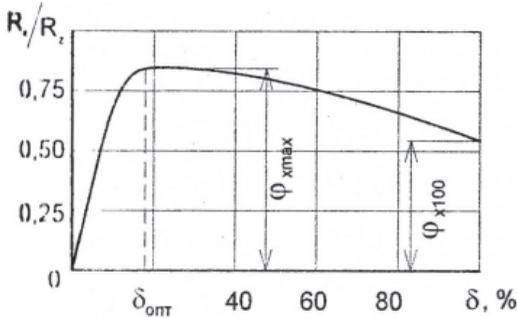


Рис. 2.11. Зависимость коэффициента сцепления  $\frac{R_{X \max}}{R_Z} = \varphi_X$  от коэффициента скольжения  $\delta$

В табл. 2.2. приведены значения коэффициента  $\frac{R_{X \max}}{R_Z} = \varphi_X$  от  $\delta$  при оптимальном и 100%-ном скольжении в пятне контакта шины с дорогой.

Таблица 2.2

## Коэффициент сцепления в продольном направлении

Наименование опорной поверхности	$\varphi_{X \max}$	$\varphi_X$
Сухой асфальт и бетон	0,8...0,9	0,7...0,8
Мокрый асфальт	0,5...0,7	0,45...0,60
Мокрый бетон	0,75...0,80	0,65...0,70
Гравий	0,55...0,65	0,50...0,55
Грунтовая дорога: сухая	0,65...0,70	0,60...0,65
мокрая	0,50...0,55	0,4...0,5
Уплотненный снег	0,15...0,20	0,15
Лёд	0,1	0,07

По данным А.И. Гришкевича [1], максимальное значение  $\varphi_{\max}$  и значение  $\varphi$  на сухом и мокром бетонном и асфальтобетонном покрытиях изменяются с изменением скорости так, как это представлено на рис. 2.12.

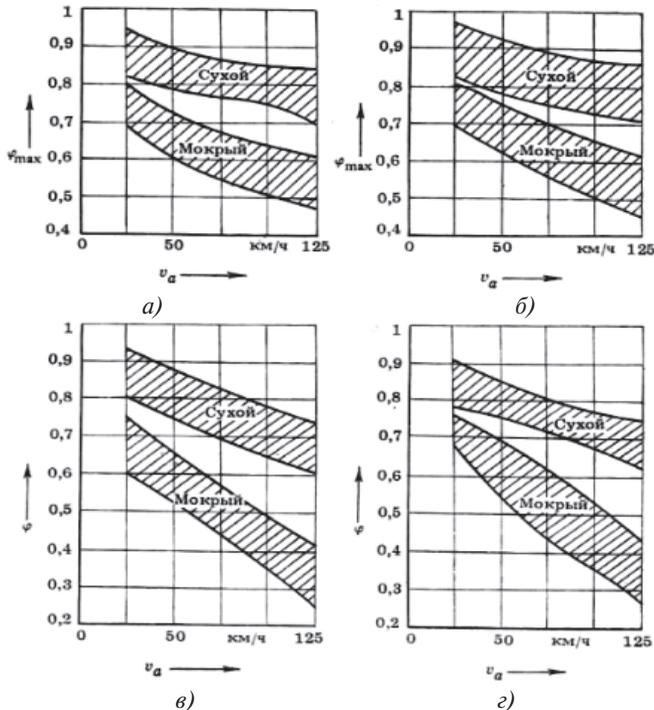


Рис. 2.12. Зависимость максимального значения  $\varphi_{\max}$  и значения  $\varphi$  на сухом и мокром бетонном (а, в) и асфальтобетонном (б, г) покрытиях от скорости

## 2.7. Силы, действующие на автомобиль в тяговом режиме

Статические нагрузки на колеса двухосного и трехосного автомобилей определяются с использованием расчетной схемы, представленной на рис. 2.13. Рассматривая условия равновесия относительно осей, проходящих через точки опоры колес, определяем нормальные реакции (статические нагрузки) на неподвижном автомобиле.

Для двухосного автомобиля:

$$R_{Z1} = G_1 = G_A \frac{B}{L}; \quad R_{Z2} = G_2 \frac{a}{L}. \quad (2.14)$$

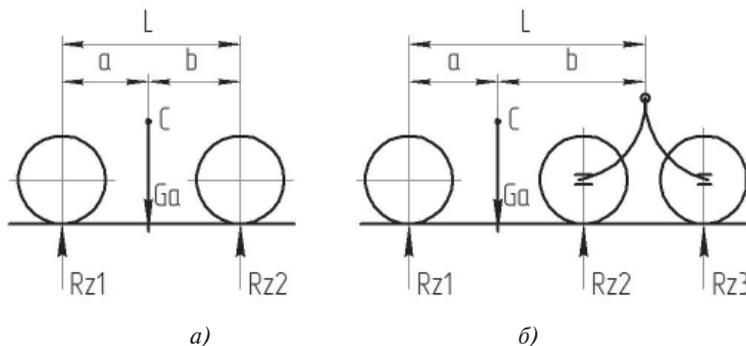


Рис. 2.13. Схемы к определению статической нагрузки на колеса двухосного (а) и трехосного (б) автомобилей

Для трехосного автомобиля:

$$R_{Z1} = G_1 = G_A \frac{B}{L}; \quad R_{ZT} = G_A \frac{a}{L}. \quad (2.15)$$

**Сила тяжести автомобиля** определяется по формуле

$$G_A = m_A g,$$

где  $g$  – ускорение свободного падения;  $m_A$  – масса автомобиля.

Сила тяжести автомобиля равна сумме нормальных реакций дороги на колесо:

$$G_A = R_{Z1} + R_{Z2}.$$

При определении сил, действующих на автомобиль, воспользуемся приведенной на рис. 2.14 расчетной схемой к определению нормальных реакций дороги на колеса автомобиля при ускоренном движении на подъеме.

Сила тяжести раскладывается по осям на проекции:

по оси  $Z$   $G_A \cdot \cos \alpha = R_{Z1} + R_{Z2}$ ;

по оси  $X$   $G_A \sin \alpha = P\alpha$  – сила сопротивления подъему.

Поскольку при малых углах уклонов дороги справедливо равенство  $\sin \alpha \approx \operatorname{tg} \alpha = i$ , то **силу сопротивления подъему** определим по формуле

$$P\alpha = G_A i. \quad (2.16)$$

Учитывая, что  $M_{f1} = R_Z \cdot \alpha = R_{Z1} \cdot f \cdot r_{\text{а}}$ ;  $M_{f2} = R_{Z2} \cdot \alpha = R_{Z2} \cdot f \cdot r_{\text{а}}$ , то суммарный момент сопротивления качению колес  $M_f = M_{f1} + M_{f2} = f \cdot r_{\text{а}} (R_{Z1} + R_{Z2}) = G_A \cdot f \cdot r_{\text{а}} \cdot \cos \alpha$ .

Тогда сила **сопротивления качению** автомобиля определяется по формуле

$$P_f = G_A f \cos \alpha. \quad (2.17)$$

Просуммировав силу сопротивления качению и силу сопротивления подъему, определим **силу дорожного сопротивления**:

$$P\psi = P_f + P\alpha = G_A (f \cos \alpha \pm i) = G_A \psi, \quad (2.18)$$

где  $\psi = (f \cos \alpha \pm i)$  – коэффициент дорожного сопротивления.

Здесь (+) относится к движению на подъем; (–) – к движению на спуск.

Поскольку коэффициент сопротивления качению  $f_v$  зависит от скорости, то и коэффициент дорожного сопротивления зависит от скорости.

**Продольная сила инерции** (сила сопротивления поступательно-разгону) автомобиля определяется по формуле

$$P_j^1 = P_{jX} = m_A \frac{dV_A}{dt} = m_A j_A. \quad (2.19)$$

**Сила сопротивления воздуха** обусловлена перемещением частиц воздуха и их трением о поверхность автомобиля и рассчитывается по формуле

$$P_b = \frac{C_x}{2} \rho_{\text{в}} A_a V_A^2, \quad (2.20)$$

где  $C_x$  – коэффициент обтекаемости кузова;  $\rho_{\text{в}}$  – плотность воздуха;  $A_a$  – лобовая площадь автомобиля, которая определяется по формуле:

$$A_a = \gamma B_r H_r;$$

где  $\gamma = 0,78 \dots 0,8$  – коэффициент заполнения площади легковых автомобилей;  $\gamma = 0,8 \dots 0,9$  – коэффициент заполнения площади грузовых автомобилей;  $B_r$  и  $H_r$  – габариты ширины и высоты автомобиля.

Для грузовых автомобилей и автобусов рекомендуют такую зависимость:

$$A_a = B H_r,$$

где  $B$  – колея колес.

В расчетах часто применяют такую формулу для определения **силы сопротивления воздуха**:

$$P_{\text{в}} = k_{\text{в}} A_d V_A^2, \quad (2.21)$$

где  $k_{\text{в}}$  – коэффициент сопротивления воздуха.

Рекомендуемые значения лобовой площади и коэффициента  $k_{\text{в}}$  приведены в табл. 2.3 и 2.4.

Таблица 2.3

*К определению площади лобового сопротивления автомобиля*

Тип автомобиля	$H_z \cdot B_z, \text{ м}^2$
Легковые, в том числе:	
особо малый класс	1,4...1,9
малый класс	1,6...2,1
средний класс	1,9...2,3
большой класс	2,2...2,6
Грузовые грузоподъемностью:	
0,5...2,0 т	4,2...5,7
2,0...5,0 т	5,2...7,5
5,0...15,0 т	6,9...9,0
Свыше 15,0 т	9,0...15,0

Таблица 2.4

*Коэффициенты сопротивления воздуха*

Тип автомобиля	$K_{\text{в}}, \text{ Нс}^2/\text{м}^4$
Гоночные	0,13...0,15
Легковые	0,15...0,35
Автобусы	0,25...0,40
Грузовые	0,50...0,70
Автопоезда	0,55...0,95

## 2.8. Определение нормальных реакций на колесах автомобиля в тяговом режиме

При построении схемы сил, действующих на автомобиль в тяговом режиме, принимаем следующие допущения:

- модель автомобиля плоская, предполагающая равенство сил, моментов, реакций, коэффициентов сцепления и сопротивления качению, радиусов колес под колесами одного моста;
- приложенные к колесу силы, моменты и реакции представляют сумму по колесам моста.

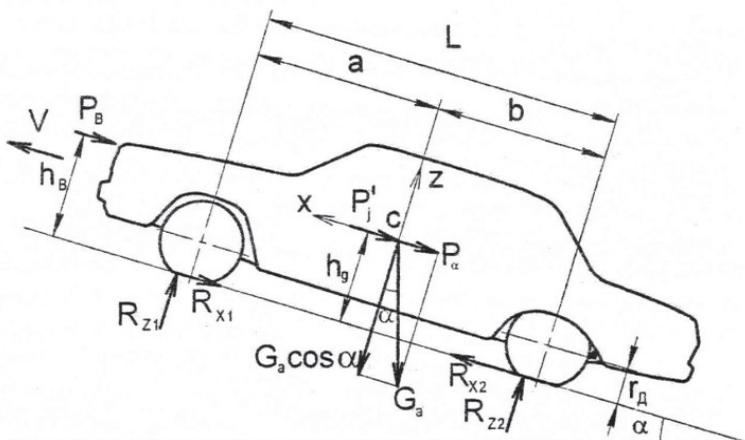


Рис. 2.14. Расчетная схема для определения нормальных реакций на колесах автомобиля при ускоренном движении на подъеме

Для определения  $R_{z1}$  составим сумму моментов внешних сил относительно оси, проходящей через точки контактов задних колес:

$$R_{z1}(L + a) + (P\alpha + P_j')h_g + P_B h_B + R_{z2}a - G_A \sin \alpha = 0.$$

Учитывая, что  $M_{f1} = R_{z1}a = R_{z1}f r_d$ ,  $M_{f2} = R_{z2}a = R_{z2}f r_d$ ,  
 $M_f = M_{f1} + M_{f2} = f r_d (R_{z1} + R_{z2}) = G_A \cdot f \cdot r_d \cos \alpha$ ,  $P_j^1 = P_{jX} = m_A j_A$ ,  
 $P\alpha = G_A \sin \alpha$ ,  $G_A = m_A g$ , получаем:

$$R_{z1} = \frac{1}{L} \left[ G_A \cos \alpha (a - r_d f) - G_A \left( \sin \alpha + \frac{j_A}{g} \right) h_g - P_B h_B \right]. \quad (2.22)$$

Таким же образом из равенства нулю моментов относительно оси, проходящей через точки контактов передних колес, определим нормальную реакцию на задних колесах:

$$R_{Z2} = \frac{1}{L} \left[ G_A \cos \alpha (a + r_d f) + G_A \left( \sin \alpha + \frac{j_A}{g} \right) h_g + P_B h_B \right]. \quad (2.22')$$

Для оценки степени изменения  $R_{Z1}$  и  $R_{Z2}$  введены коэффициенты динамического перераспределения нагрузки между колесами:

$$m_1 = \frac{R_{Z1}}{G_1} \text{ и } m_2 = \frac{R_{Z2}}{G_2}.$$

## 2.9. Уравнение движения автомобиля

Используя схему, приведенную на рис. 2.14, составим математическую модель поступательного движения автомобиля:

$m_A \frac{dV_A}{dt} = \Sigma P_X$ . При подстановке значений сил имеем уравнение

$$m_A \frac{dV_A}{dt} = R_{X2} - R_{X1} - P\alpha - P_B,$$

или, используя выражения (2.11) и (2.12), приводим к виду:

$$m_A \frac{dV_A}{dt} = P_{k2} - R_{Z2}f - \frac{I_d U_T^2 \eta_T}{r_d r_k} \frac{dV_A}{dt} - \frac{\Sigma I_{k2}}{r_d r_k} \frac{dV_A}{dt} - R_{Z1}f - \frac{\Sigma I_{k1}}{r_d r_k} \frac{dV_A}{dt} - P\alpha - P_B. \quad (2.23)$$

При переходе к одной переменной  $\frac{dV_A}{dt}$  использовались зависимости:

$$V_A = \omega_k r_k; \quad \omega_k = \frac{\omega_e}{U_T}; \quad \frac{dV_A}{dt} = \frac{d\omega_k}{dt} r_k; \quad \frac{d\omega_k}{dt} = \frac{d\omega_e}{dt} \frac{1}{U_T}.$$

Решаем это уравнение относительно  $P_{k2}$ , объединив все силы инерционного характера:

$$P_{k2} = (R_{Z1} + R_{Z2})f + P\alpha + P_B + m_A \frac{dV_A}{dt} \left( 1 + \frac{I_d U_T^2 \eta_T}{r_d r_k m_A} + \frac{\Sigma I_k}{r_d r_k m_A} \right). \quad (2.24)$$

Здесь  $P_{k2} = P_k$  — тяговая сила на ведущих колесах;  $\Sigma I_k = (\Sigma I_{k1} + \Sigma I_{k2})$  — суммарный момент инерции всех колес.

Выражение в скобках называют коэффициентом учета вращающихся масс автомобиля и обозначают  $\delta_j = \left( 1 + \frac{I_d U_T^2 \eta_T}{r_d r_k m_A} + \frac{\Sigma I_k}{r_d r_k m_A} \right)$ ,

а произведение  $m_A \frac{dV_A}{dt} \delta_j = P_j$  — приведенной силой инерции.

Подставив в уравнение (2.24) значение сил, получим уравнение движения автомобиля:

$$P_k = G_A f \cos \alpha \pm G_A i + k_B A_a V_A^2 + \frac{G_A}{g} \frac{dV_A}{dt} \delta_j. \quad (2.25)$$

В уравнении знак (+) относится к движению на подъеме, знак (–) – к движению на спуске. Уравнение движения автомобиля еще представляют в следующем виде:

$$\frac{M_e U_T \eta_T}{r_d} - G_A f \cos \alpha \pm G_A i - k_B A_a V_A^2 - \frac{G_A}{g} \frac{dV_A}{dt} \delta_j = 0. \quad (2.26)$$

## 2.10. Уравнение и график тягового баланса автомобиля

Для получения уравнения тягового баланса используем уравнение движения автомобиля вида (2.25). Из этого уравнения следует:

$$P_k = P_f + P\alpha + P_B + P_j = P\psi + P_B + P_j. \quad (2.27)$$

В этом уравнении силы определяются по формулам:

– тяговая сила

$$P_k = \frac{M_e U_T \eta_T}{r_d}; \quad (2.27^1)$$

– сила дорожного сопротивления

$$P\psi = G_A \psi; \quad (2.27^2)$$

– сила сопротивления воздуха

$$P_B = k_B A_a V_A^2; \quad (2.27^3)$$

– приведенная сила инерции

$$P_j = \frac{G_A}{g} \frac{dV_A}{dt} \delta_j. \quad (2.27^4)$$

Уравнение тягового баланса представляют в виде графика зависимостей:  $P_k = f(V_A)$  и  $(P\psi + P_B) = f(V_A)$ . Исходными данными для определения  $P_k$  является внешняя скоростная характеристика двигателя (рис. 2.1–2.3).

Для перехода от угловой скорости коленчатого вала  $\omega_e$  к линейной поступательной скорости автомобиля  $V_A$  применяют формулу

$$V_A = \frac{\omega_e \cdot r_k}{U_k U_m}, \text{ м/с}. \quad (2.28)$$

Используя формулу (2.27<sup>1</sup>), определяют тяговую силу на каждой из передач и наносят на график зависимости  $P = f(V_A)$ ; по формулам (2.27<sup>2</sup>) и (2.27<sup>3</sup>) рассчитывают силу дорожного сопротивления и силу сопротивления воздуха; эти силы суммируют и наносят на график  $P = f(V_A)$ . При этом сила дорожного сопротивления может быть определена для любого значения  $\psi$ . В свою очередь, коэффициент дорожного сопротивления определяется с учетом влияния скорости на коэффициент сопротивления качению (см.(2.9)):

$$\psi_V = f_V + i = [f_0(1 + AV^2) + i].$$

Переход на частичную подачу топлива обеспечивает равномерное движение в случаях, когда тяговая сила больше суммарной силы сопротивления движению.

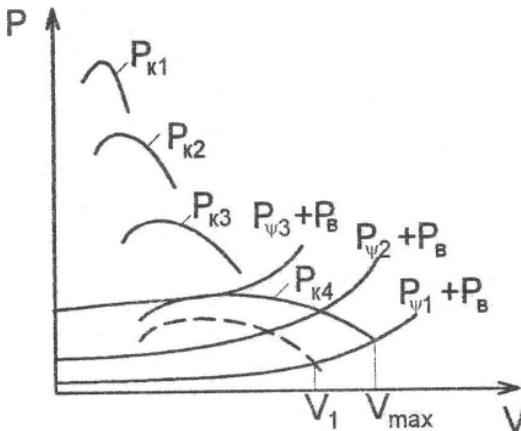


Рис. 2.15. График тягового баланса автомобиля с четырехступенчатой коробкой передач: сплошные линии — для движения с полной подачей топлива; пунктирная линия — для движения с частичной подачей топлива

С помощью графика тягового баланса определяются:

- 1) передача для движения в данных дорожных условиях;
- 2) максимальная скорость и диапазон скоростей движения в данных дорожных условиях;
- 3) максимальные скорости движения в данных дорожных условиях;
- 4) сила инерции поступательного движения автомобиля;
- 5) возможность движения автомобиля в данных дорожных условиях.

Вместе с тем с помощью графика тягового баланса не удастся решить следующие задачи:

- 1) сравнить динамику двух и более автомобилей между собой;
- 2) быстро и напрямую определить углы преодолеваемых подъемов и развиваемые ускорения.

## 2.11. Уравнение и график мощностного баланса автомобиля

Умножив обе части уравнения  $P_k = P_\psi + P_b + P_j$  на скорость  $V_A$ , приходим к уравнению мощностного баланса на ведущих колесах автомобиля:

$$P_k V_A = (P_\psi + P_b + P_j) V_A = P_\psi V_A + P_b V_A + P_j V_A.$$

Произведения сил на скорость дают соответствующие мощности:

- мощность на ведущих колесах

$$N_k = P_k V_A; \quad (2.29)$$

- мощность, затраченную на преодоление дорожного сопротивления

$$N_\psi = G_A \psi; \quad (2.30)$$

- мощность, затраченную на преодоление сопротивления воздуха

$$N_b = k_b A_a V_A^3; \quad (2.31)$$

- мощность, затраченную на преодоление сопротивления разгона

$$N_j = \frac{G_A}{g} V_A \frac{dV_a}{dt} \delta_j. \quad (2.32)$$

Для приведения мощности к валу двигателя необходимо мощность на ведущих колесах  $N_k = P_k V_A$  разделить на КПД трансмиссии и получить уравнение мощностного баланса:

$$N_e = \frac{N_k}{\eta_T} = \frac{1}{\eta_T} (N_\psi + N_b + N_j). \quad (2.33)$$

Используя внешнюю скоростную характеристику двигателя

(рис. 2.1–2.3) и соотношение  $V_A = \frac{\omega_e r_k}{U_k U_{rn}}$ , строят графики зави-

симостей  $N_k = f(V_A)$ ;  $\frac{(N_\psi + N_b)}{\eta_T} = f(V_A)$ ;  $\frac{N_\psi}{\eta_T} = f(V_A)$  (рис. 2.16).

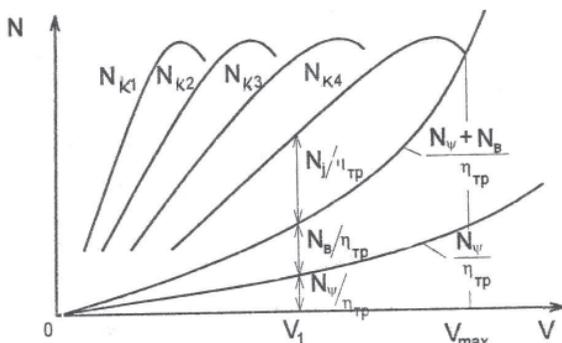


Рис. 2.16. График мощностного баланса автомобиля с четырехступенчатой коробкой передач

Поскольку с помощью графиков тягового и мощностного баланса не решаются задачи сравнения тягово-скоростных свойств и в целом динамики автомобилей с различной массой, более удобно пользование безразмерной величиной  $D$  — динамическим фактором.

## 2.12. Динамический фактор.

### Динамическая характеристика автомобиля

У автомобилей различают динамический фактор по тяге и динамический фактор по сцеплению. Это безразмерные величины, измеряемые в долях единицы или в процентах.

*Динамическим фактором по тяге* называется отношение разности тяговой силы и силы сопротивления воздуха к силе тяжести полностью груженного автомобиля:

$$D = \frac{P_k - P_B}{G_A}. \quad (2.34)$$

Если обратиться к уравнению тягового баланса  $P_k = P_{\psi} + P_B + P_j$ , то из него вытекает равенство:

$$\frac{P_k - P_B}{G_A} = \frac{P_{\psi} + P_j}{G_A}, \text{ откуда } D = \psi + \frac{1}{g} \frac{dV_A}{dt} \delta_j. \quad (2.35)$$

Из этого выражения следует, что при равномерном движении

$$D = \psi = f \pm i. \quad (2.36)$$

Эта закономерность используется при построении динамической характеристики автомобиля (рис. 2.17), при определении углов преодолеваемых автомобилем подъемов на той или иной передаче. Так, из равенства  $D = \psi = f \cos \alpha + \sin \alpha$  следует, что при

данном динамическом факторе  $D$  и коэффициенте сопротивления качению  $f$  можно преодолеть подъем:

$$\sin \alpha = \frac{D - f \sqrt{1 - D^2 + f^2}}{1 + f^2}. \quad (2.37)$$

Графическое изображение зависимости  $D = f(V_A)$  называют динамической характеристикой (рис. 2.17), с помощью которой решаются следующие задачи:

- 1) определяются максимальные скорости при заданном коэффициенте  $\psi$  из условия  $\psi = D$ ;
- 2) определяется максимальный подъем, преодолеваемый автомобилем при заданном  $f$ :  $i_{max} = D_{max} - f$ ;
- 3) определяется максимальный подъем, преодолеваемый при заданном  $f$  на каждой из передач;
- 4) сравнивается динамика автомобилей, имеющих разную массу.

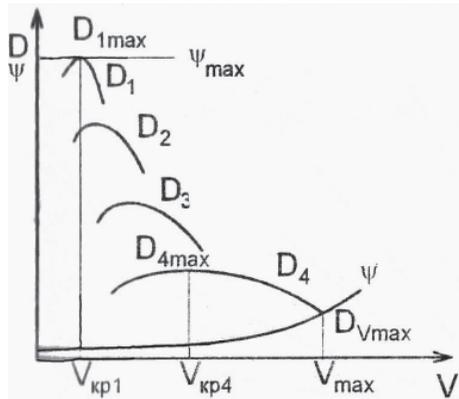


Рис. 2.17. Динамическая характеристика автомобиля с четырехступенчатой коробкой передач

*Динамический фактор по сцеплению* определяется отношением разницы силы сцепления и силы сопротивления воздуха к силе тяги полностью груженого автомобиля:

$$D_{cy} = \frac{P_{cy} - P_v}{G_A}. \quad (2.38)$$

Поскольку буксование колес происходит при малой скорости движения, когда  $D_a \cong 0$ ,

$$D_{cy} = \frac{P_{cy}}{G_A} = \frac{G_2}{G_A} \varphi_X. \quad (2.39)$$

## 2.13. Разгон автомобиля

В процессе эксплуатации автомобиль равномерно движется относительно непродолжительное время. В условиях города это составляет 15...25% времени работы, а с ускорением автомобиль движется 30...45% времени работы. Разгон автомобиля зависит от его приемистости, т. е. способности быстро увеличивать скорость. Показателями приемистости являются ускорение при разгоне  $J_A$  в м/с<sup>2</sup>, время разгона  $t_p$  в сек. и путь разгона  $S_p$  в метрах.

### 2.13.1. Ускорение разгона

Ускорение разгона определим из формулы (2.35)

$$D = \psi + \frac{1}{g} \frac{dV_A}{dt} \delta_j, \text{ откуда} \quad \frac{dV_A}{dt} = J_A = \frac{D - \psi}{\delta_j} g. \quad (2.40)$$

Находим ускорение для конкретного дорожного условия, например для  $\psi_V = f_V + i_a$ . Здесь  $i_a$  – уклон дороги, преодолеваемый на высшей передаче, в том числе и с максимальной скоростью. По результатам расчетов строим график зависимости  $J_A = f(V_A)$ , приведенный на рис. 2.18.

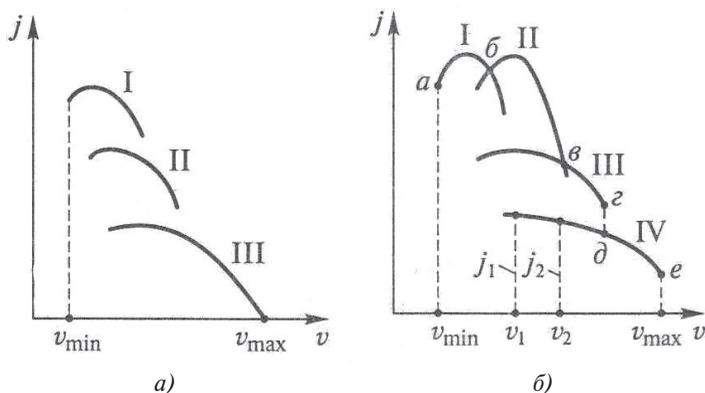


Рис. 2.18. Ускорение разгона легкового (а) и грузового (б) автомобилей

У грузовых автомобилей ускорение разгона на первой передаче может быть меньше, чем на второй, что объясняется значительно большими у них значениями передаточного числа первой ступени коробки передач.

Графики ускорений позволяют не только оценить приемистость конкретной модели автомобиля, но и сравнить приемистости

разных автомобилей. И все же наиболее информативно приемистость автомобиля оценивается по времени и пути разгона до определенной скорости.

### 2.13.2. Время разгона

Поскольку ускорение разгона есть  $j_A = \frac{dV_A}{dt}$ , то  $dt = \frac{1}{j_A} dV_A$ , а, следовательно,  $t_p = \int_{V_n}^{V_k} \frac{1}{j_A} dV_A$

Таким образом, время разгона – это определенный интеграл функции  $\frac{1}{j_A} = f(V_A)$ . Для определения  $t_p$  можно воспользоваться графиками  $J_A = f(V_A)$ , рассчитать среднее ускорение в интервале скоростей от  $V_1$  до  $V_2$ :  $j_{cp} = \frac{J_1 + J_2}{2}$  и в интервале времени  $\Delta t$ :  $j_{cp} = \frac{V_2 - V_1}{\Delta t}$ . Тогда  $\Delta t = \frac{\Delta V}{J_{cp}}$  на участке от  $V_1$  до  $V_2$ .

Вычислив значение времени разгона в каждом интервале скоростей, начиная от  $V_{min}$ , находим общее время разгона на  $n$  интервалах:

$$t_p = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3 + \dots + \Delta t_n. \quad (2.41)$$

### 2.13.3. Путь разгона

Путь разгона определяется из понятия скорости:  $V_A = \frac{dS}{dt}$ , откуда  $dS = V_A dt$ .

Тогда путь разгона  $S_p = \int_{V_n}^{V_k} V_A dt$ , т. е. путь разгона также есть определенный интеграл функции  $V_A = f(t_p)$ .

Для нахождения пути разгона используем те же интервалы скоростей, что и при определении времени разгона. Среднюю скорость вычислим по формуле  $V_{cp1} = \frac{V_1 + V_2}{2}$ ; путь разгона в этом интервале скоростей равен  $\Delta S_1 = V_{cp1} \Delta t_1$  или с учетом выражения  $\Delta t = \frac{\Delta V}{J_{cp}}$  получим  $\Delta S_1 = \frac{V_{cp1} \Delta V}{J_{cp}}$ . Тогда путь разгона от  $V_{min}$  до  $V_{max}$  определим по формуле

$$S_p = \Delta S_1 + \Delta S_2 + \Delta S_3 + \dots + \Delta S_n. \quad (2.42)$$

Графики времени и пути разгона с учетом времени на переключение передач  $t_n$  приведены на рис. 2.19. Время переключения передач, по данным В.К. Вахламова, для опытных водителей составляет 0,5...1,0 с при бензиновых двигателях и 1...4 с при дизельных двигателях.

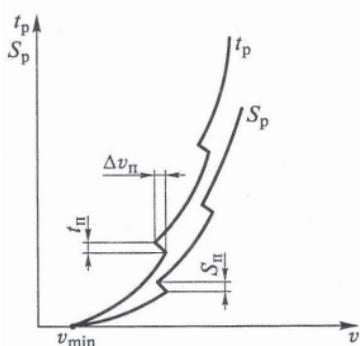


Рис. 2.19. Графики времени и пути разгона с учетом времени на переключение передач

### Вопросы для самоконтроля

1. Чем отличаются статический, динамический и радиус качения колеса?
2. В чем разница между внешними скоростными характеристиками ДВС с ограничителями оборотов и без них?
3. Что такое КПД трансмиссии и от чего он зависит?
4. Какова физическая сущность явления сопротивления качению?
5. Какие факторы влияют на коэффициент сопротивления качению?
6. Как определяются касательные реакции на ведомых и ведущих колесах?
7. Что такое предельная сила по сцеплению?
8. Какова физическая сущность коэффициента сцепления и от каких факторов он зависит?
9. Объяснить сущность  $\varphi$ - $\delta$  диаграммы.
10. Почему возникает сопротивление воздуха при движении автомобиля, как определяется сила аэродинамического сопротивления и как ее можно уменьшить?
11. Как определяются сила сопротивления подъему и сила дорожного сопротивления?
12. Какие силы инерции действуют на автомобиль?

13. Какие силы и моменты действуют на автомобиль в продольной плоскости при ускоренном движении на подъеме?
14. Как определяются нормальные реакции опорной поверхности на колесах автомобиля?
15. При каких условиях возможно движение автомобиля?
16. Что такое коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс?
17. Как определяется тяговая сила на ведущих колесах?
18. Как строится график тягового баланса?
19. Что такое динамический фактор и как строится динамическая характеристика?
20. Как строятся график ускорений разгона и график величины, обратной ускорению?
21. Как строится график мощностного баланса?
22. Как определить время и построить график времени разгона автомобиля до заданной скорости?
23. Как определить путь и построить график пути разгона до заданной скорости?

## 3. ТОРМОЗНЫЕ СВОЙСТВА

### 3.1. Понятия торможения. Измерители тормозных свойств

Тормозные свойства — это совокупность свойств, определяющих максимальное замедление автомобиля при его движении в различных дорожных условиях в тормозном режиме, предельные значения внешних сил, при действии которых заторможенный автомобиль надежно удерживается на месте или имеет необходимые минимальные установившиеся скорости при движении под уклон.

Торможение — это процесс создания и изменения искусственного сопротивления движению автомобиля с целью уменьшения скорости или удержания неподвижным относительно дороги.

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

Автомобиль должен иметь несколько тормозных систем, выполняющих различные функции: рабочую, запасную, стояночную и вспомогательную. Требования к ним изложены в Правилах 13 ЕЭК ООН и ГОСТ 25478-91 «Автотранспортные средства. Требования к техническому состоянию по условиям безопасности движения».

Оценочными показателями эффективности торможения являются тормозной путь  $S_T$  и установившееся замедление  $j_{уст}$ , которые нормируются для автомобилей в зависимости от их категории и подкатегории (табл. 3.1).

Таблица 3.1

*Категории транспортных средств*

Категория автомобилей	Полная масса, т	Наименование транспортного средства
$M_1$	Масса базовой модели	Пассажирские с числом мест не более 8
$M_2$	До 5	Пассажирские с числом мест более 8
$M_3$	Свыше 5	Пассажирские с числом мест более 8
$N_1$	До 3,5	Грузовые
$N_2$	Свыше 3,5 до 12	Грузовые
$N_3$	Свыше 12	Грузовые

Категория автомобилей	Полная масса, т	Наименование транспортного средства
$O_1$	До 0,75	Прицепы и полуприцепы
$O_2$	До 3,5	Прицепы и полуприцепы
$O_3$	До 10	Прицепы и полуприцепы
$O_4$	Свыше 10	Прицепы и полуприцепы

Диаграмма торможения автомобиля приведена на рис. 3.1.

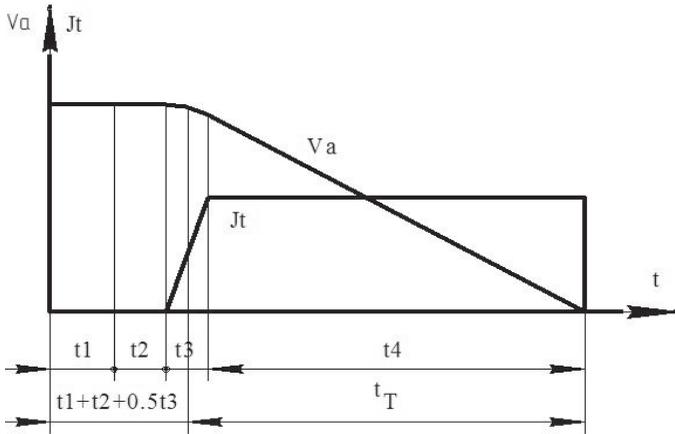


Рис. 3.1. Диаграмма торможения автомобиля

Считается, что на отрезке времени торможения  $t_4$  замедление постоянное. На рис. 3.1 следующие обозначения:  $t_1$  – время реакции водителя;  $t_2$  – время срабатывания тормозного привода;  $t_3$  – время нарастания замедления до установившегося значения;  $(t_1 + t_2 + 0,5t_3)$  – время приведения в действие тормозов;  $(0,5t_3 + t_4) = t_T$  – время торможения автомобиля.

### 3.2. Силы и моменты, действующие на колесо при торможении

Выше (рис. 2.10,б) рассматривалась схема сил, действующих на тормозное колесо. Было получено выражение (2.13), описывающее касательную реакцию на колесе со стороны дороги:

$$R_X = \frac{M_T}{r_d} + R_Z f - \frac{I_k}{r_d} \frac{d\omega_k}{dt}.$$

В системе координат  $X-Z$  запишем условия (3.1) и уравнения равновесия (3.2) для плоской системы сил и моментов, действующих

на колесо при торможении, приняв за положительное направление линейной скорости  $V$ , угловой скорости  $\omega_k$  и оси  $Z$ .

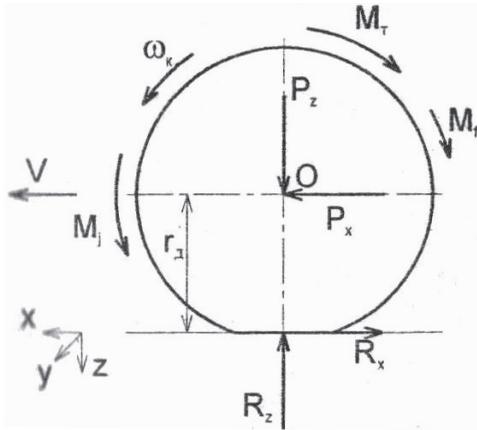


Рис. 3.2. Схема сил и моментов, действующих на тормозное колесо

$$\begin{cases} \Sigma F_X = 0; \\ \Sigma F_Z = 0; \\ \Sigma M_Y = 0; \end{cases} \quad (3.1)$$

$$\begin{cases} P_X - R_X = 0; \\ R_Z - P_Z = 0; \\ R_X r_d - M_T - M_f + M_{jk} = 0. \end{cases} \quad (3.2)$$

Отсюда:

$$P_X = R_X; \quad P_Z = R_Z; \quad R_X = \frac{M_T + M_f - M_{jk}}{r_d}. \quad (3.3)$$

Угловое замедление колеса при торможении будет определяться из соотношения:

$$\frac{d\omega_k}{dt} = \frac{r_k}{I_k} \left( \frac{M_T}{r_d} + fR_Z - R_X \right). \quad (3.4)$$

Тормозной момент  $\dot{I}_O$  создается тормозным механизмом и пропорционален давлению в приводе, т. е.

$$M_T = k_m (p - p_{np}), \quad (3.5)$$

где  $k_m$  — коэффициент пропорциональности между тормозным моментом и давлением;  $p$  — давление в приводе;  $p_{np}$  — давление,

необходимое для преодоления сопротивления стяжных пружин в тормозном механизме.

Тогда тормозная сила также будет пропорциональна давлению в приводе:

$$P_T = \frac{M_T}{r_d} = \frac{k_M}{r_d} (p - p_{np}) = k_p (p - p_{np}), \quad (3.6)$$

где  $k_p$  – коэффициент пропорциональности между тормозной силой и давлением.

Коэффициенты  $k_M$  и  $k_p$  зависят от размеров тормозного механизма и колеса.

Выше уже отмечалось, что коэффициент скольжения (относительная скорость скольжения) в пятне контакта определяется по формуле

$$\delta = \frac{V_d - V_T}{V_d} 100 = \left( 1 - \frac{r_{k0}}{r_k} \right) 100. \quad (3.7)$$

По мере увеличения тормозного момента  $M_T$  касательная реакция  $R_x$ , а следовательно, и тормозная сила  $P_T$  предельного по сцеплению значения  $P_\varphi = R_z \cdot \varphi$ , после чего наступает блокирование колеса ( $\delta = 100\%$ ) и коэффициент сцепления  $\varphi$  снижается (рис. 3.3). Снижение коэффициента  $\varphi$  приводит к уменьшению замедления при торможении и увеличению тормозного пути. Кроме того, как будет показано ниже (рис. 3.6), при блокировании колеса понижается устойчивость против боковых возмущений, колесо может пойти в занос вдоль оси Y.

Наибольшего значения  $\varphi_{\max}$  достигает при относительном скольжении 20...30%.

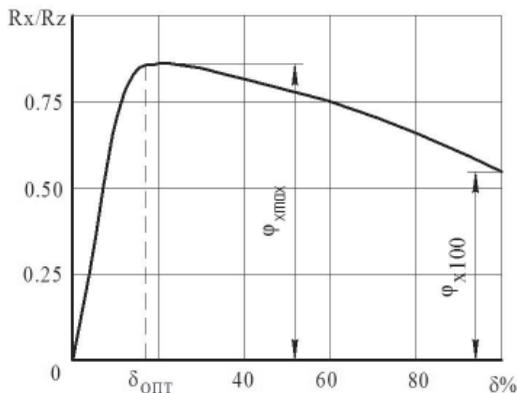


Рис. 3.3. Диаграмма изменения коэффициента сцепления

При значениях  $\delta < \delta_{\text{н0}}$  тормозная сила определяется только значением тормозного момента. В этом случае отношение  $\frac{R_X}{R_Z} = \gamma$  называется удельной тормозной силой.

При  $\delta \geq \delta_{\text{н0}}$  тормозная сила ограничивается условием сцепления колеса с дорогой и в этом случае отношение  $\frac{R_{X \text{ max}}}{R_Z} = \varphi_X$  называется реализуемым коэффициентом сцепления.

### 3.3. Силы и моменты, действующие на автомобиль при торможении

Рассмотрим плоскую модель автомобиля (рис. 3.4), предполагающую равенство сил, реакций и моментов, коэффициентов сцепления и сопротивления качению, радиусов на колесах одного моста.

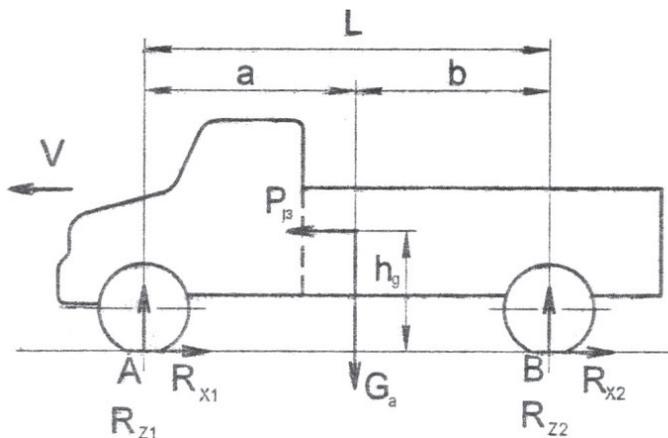


Рис. 3.4. Схема сил, действующих на автомобиль при торможении

Ранее мы приняли равенство  $M_f = M_{jk}$ , поэтому на схему их не наносим. Кроме того, принимаем равной нулю силу сопротивления воздуха, поскольку при ее учете тормозные свойства только улучшаются.

Составим уравнение сил вдоль оси X:  $\Sigma F_X = 0$ , или  $P_{\text{ж}} = R_{X1} + R_{X2}$ . Поскольку при равенстве  $M_f = M_{jk}$  имеем  $R_{X1} = P_{T1}$  и  $R_{X2} = P_{T2}$ .

Тогда  $\frac{G_A}{g} j_T = P_{T1} + P_{T2} = P_T$ . Здесь  $P_T$  – суммарная тормозная сила на колесах автомобиля.

Из этого уравнения следует, что замедление при торможении определяется отношением:

$$j_T = \frac{P_T}{G_A} g. \quad (3.8)$$

Если обозначить отношение  $\frac{P_T}{G_A} = \gamma_T$  (где  $\gamma_T$  — удельная тормозная сила), то отсюда следует, что  $j_T = \gamma_T g$ .

Воспользуемся рис. 3.4 для определения нормальных реакций на колесах автомобиля при торможении, для чего составим уравнение моментов относительно осей, проходящих через точки контакта колес с дорогой:  $\Sigma M_Y = 0$ .

$$R_{Z1}L - P_{jT}h_g - G_A b = 0 \text{ и } R_{Z2}L + P_{jT}h_g - G_A a = 0$$

Решаем относительно  $R_{Z1}$  и  $R_{Z2}$ :

$$R_{Z1} = G_A \frac{b}{L} + P_{jT} \frac{h_g}{L}; \quad (3.9^1)$$

$$R_{Z2} = G_A \frac{a}{L} - P_{jT} \frac{h_g}{L}. \quad (3.9^2)$$

Подставим в уравнения (3.9<sup>1</sup>) и (3.9<sup>2</sup>) значение  $P_{jT} = \frac{G_A}{g} j_T$ . Тогда уравнения приобретут вид:

$$R_{Z1} = G_A \left( \frac{b}{L} + \frac{j_T}{g} \frac{h_g}{L} \right); \quad (3.10^1)$$

$$R_{Z2} = G_A \left( \frac{a}{L} - \frac{j_T}{g} \frac{h_g}{L} \right). \quad (3.10^2)$$

### 3.4. Тормозные силы на пределе блокирования всех колес

Исходя из понятия  $\frac{R_{X \max}}{R_Z} = \varphi_X$ , при торможении автомобиля на пределе блокирования колес должно быть выполнено условие:

$$P_{T1} = R_{Z1} \varphi_X \text{ и } P_{T2} = R_{Z2} \varphi_X. \quad (3.11)$$

Подставим в данные уравнения значения  $R_{Z1}$  (3.10<sup>1</sup>) и  $R_{Z2}$  (3.10<sup>2</sup>), используя условие, что при торможении на пределе блокирования колеса отношение  $\frac{j_T}{g} = \varphi_X$ . Тогда получим тормозные силы при условии торможения на пределе блокирования всех колес:

$$P_{T1} = G_A \varphi_X \left( \frac{b + \varphi_X h_g}{L} \right); \quad P_{T2} = G_A \varphi_X \left( \frac{a - \varphi_X h_g}{L} \right). \quad (3.12)$$

Графически зависимость  $P_{T2} = f(P_{T1})$  представлена на рис. 3.5.

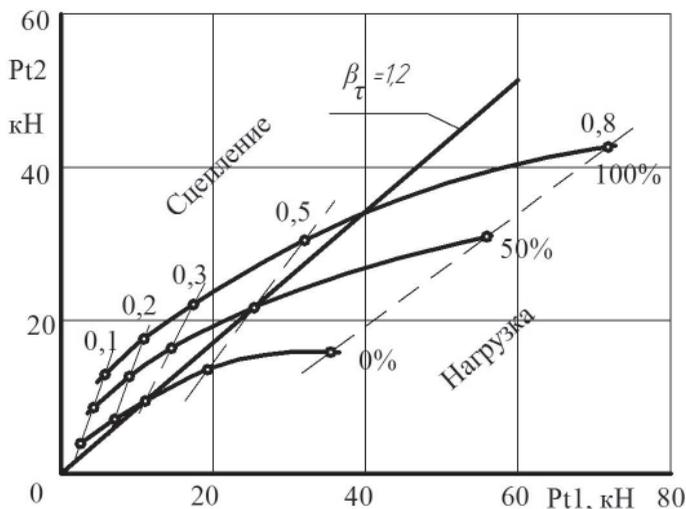


Рис. 3.5. График зависимости  $P_{T2} = f(P_{T1})$  при торможении на пределе блокирования колес

При торможении на пределе блокирования колес суммарная тормозная сила равна:

$$P_T = P_{T1} + P_{T2} = G_A \varphi_X \left( \frac{b + \varphi_X h_g}{L} + \frac{a - \varphi_X h_g}{L} \right) = G_A \varphi_X \frac{a + b}{L} = G_A \varphi_X. \quad (3.13)$$

При этом она достигает своего максимального значения. Приравняв ее к инерционной силе  $P_{jT} = \frac{G_A}{g} j_T$ , то есть  $G_A \varphi_X = \frac{G_A}{g} j_T$  и определив величину замедления  $j_T^{\max} = g \varphi_X$ , находим, что этот режим обеспечивает максимальную эффективность торможения.

При одновременном действии на колесо продольной  $P_T$  и боковой  $P_Y$  сил при блокировании колеса ( $\delta = 100\%$ ) коэффициент сцепления в поперечном направлении  $\varphi_Y$  становится малым (рис. 3.6) и такой автомобиль подвержен заносам. Таким образом, торможение на пределе блокирования колес обеспечивает и устойчивое движение.

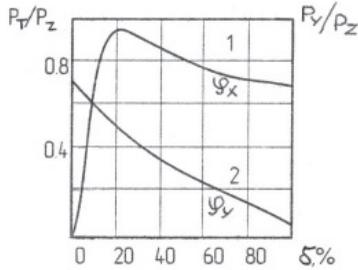


Рис. 3.6. Зависимость удельных тормозной и боковой сил от относительной скорости скольжения: 1 —  $\varphi_x$ ; 2 —  $\varphi_y$

### 3.5. Распределение тормозных сил. Коэффициент распределения тормозных сил

Оптимальному торможению автомобиля на пределе блокирования колес  $P_{T1} = R_{Z1}\varphi_X$  и  $P_{T2} = R_{Z2}\varphi_X$  соответствует отношение  $\frac{P_{T1}}{P_{T2}} = \frac{R_{Z1}}{R_{Z2}}$ . Принимая во внимание полученные выше зависимости  $P_{T1} = G_A\varphi_X \left( \frac{b + \varphi_X h_g}{L} \right)$  и  $P_{T2} = G_A\varphi_X \left( \frac{a - \varphi_X h_g}{L} \right)$ , находим, что оптимальное соотношение тормозных сил определяется зависимостью:

$$\beta_T^0 = \frac{P_{T1}}{P_{T1} + P_{T2}} = \frac{b + \varphi_X h_g}{L}, \quad (3.14)$$

то есть оно зависит от коэффициента сцепления. Кроме того, поскольку распределение статической массы автомобиля по осям при полной и частичной нагрузках не совпадает, то коэффициент  $\beta_T^0$  зависит и от отношений  $\frac{b}{L}$  и  $\frac{h_g}{L}$ .

На рис. 3.7 приведен график зависимости оптимального коэффициента распределения тормозных сил (линии 1 и 1\*) и постоянного (2) распределения от коэффициента сцепления  $\varphi_X$ .

Из этого графика следует, что только при коэффициенте  $\varphi_0$  (или  $\varphi_0^*$ ) постоянное распределение тормозных сил совпадает с оптимальным; при значениях  $\varphi < \varphi_0$  постоянное  $\beta > \beta_T^0$ , а при  $\varphi > \varphi_0$  имеем  $\beta < \beta_T^0$ . В первой области происходит опережающее блокирование передних колес. В свою очередь, блокирование передних колес приводит к потере автомобилем управляемости. Во второй области происходит опережающее блокирование задних

колес, сопровождаемое потерей автомобилем устойчивости. И только при  $\varphi = \varphi_0$  колеса к блокированию подходят одновременно.

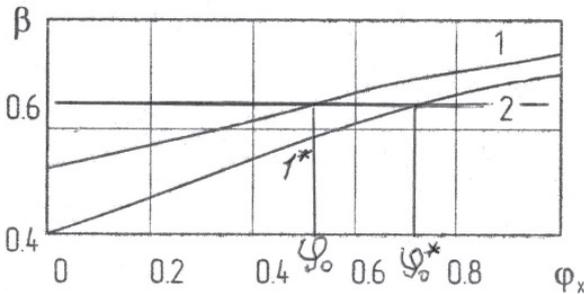


Рис. 3.7. График зависимости оптимального (линии 1 и 1\*) и постоянного (2) распределения тормозных сил от коэффициента сцепления: 1 — частичная нагрузка автомобиля; 1\* — полная нагрузка

Поскольку интенсивное торможение на высоких скоростях происходит, как правило, на прямолинейных участках дороги, то потеря управляемости не столь опасна и вероятна, как потеря устойчивости. Поэтому при проектировании тормозных систем распределение тормозных сил предусматривают так, чтобы обеспечивалось опережающее блокирование передних колес.

В соответствии с Приложением № 10 к Правилам 13 ЕЭК ООН распределение тормозных сил выбирают таким образом, чтобы при всех весовых состояниях удельные тормозные силы на передних колесах  $\left(\frac{P_{T1}}{R_{Z1}}\right)$  были больше, чем на задних  $\left(\frac{P_{T2}}{R_{Z2}}\right)$ , у транспортных средств категории  $M_1$  при  $\varphi_x = 0,15 \dots 0,8$ ; у транспортных средств категории  $N_1$  при  $\varphi_x = 0,15 \dots 0,5$ ; у остальных автомобилей — при  $\varphi_x = 0,15 \dots 0,3$ . Для автомобилей практически коэффициент  $\beta$  выбирают из условия:

$$\beta_T = \frac{b + \varphi_0 h_g}{L}, \quad (3.15)$$

где  $\varphi_0 = 0,8$  — для легковых автомобилей,  $\varphi_0 = 0,3$  — для грузовых при частичной загрузке и  $\varphi_0 = 0,7 \dots 0,8$  — для полностью груженого автомобиля.

Вместе с тем такой выбор распределения тормозных сил снижает степень использования сцепной массы автомобиля  $\frac{P_T}{G_A}$ , а следовательно, и эффективность торможения.

Чтобы сохранить опережающее блокирование передних колес во всем диапазоне изменения  $\varphi$  при наиболее полном использовании сцепной массы автомобиля  $\frac{P_T}{G_A}$ , в привод тормозов задних колес встраивают регуляторы давления (тормозных сил).

### 3.6. Регулирование тормозных сил на осях автомобиля

Повысить эффективность торможения при одновременном улучшении устойчивости автомобиля можно путем установки в тормозной системе регуляторов тормозных сил (РТС). Регуляторы позволяют приблизиться к характеристикам идеального торможения (рис. 3.5), обеспечить опережающее блокирование передних колес во всем диапазоне изменения коэффициента сцепления  $0,1 \leq \varphi_x \leq 0,8$  и нагрузки автомобиля.

Устанавливаемые на автомобилях регуляторы тормозных сил представляют собой регуляторы давления в приводе задних тормозов. Эти регуляторы делятся на две группы:

1-я – без обратной связи или полуавтоматическое регулирование тормозных сил (РТС);

2-я – с обратной связью или автоматическое регулирование тормозных сил (АБС).

РТС изменяют соотношение тормозных сил в зависимости от интенсивности торможения и нагрузки автомобиля. Максимальные же значения тормозного момента на колесах определяются усилием, прикладываемым водителем к тормозной педали. Такие регуляторы, обеспечивая распределение тормозных сил близкое к оптимальному, тем не менее не исключают блокирование колес и последующий занос автомобиля.

Принцип работы **регуляторов без обратной связи** можно посмотреть, используя график идеального торможения (рис. 3.5). Если на этот график наложить графики рабочих характеристик регуляторов давления, изменяющих соотношение давлений по определенным законам, то можно получить совместную характеристику распределения тормозных сил тормозными механизмами и РТС (рис. 3.8).

На этом графике оптимальное распределение давления в приводе задних и передних колес получено из выражения (3.6):

$$P_T = \frac{M_T}{r_d} = \frac{k_M}{r_d} (p - p_{np}) = k_p (p - p_{np}); \quad (3.16)$$

принимая  $p_{np} = 0$ , приходим к  $p = \frac{P_T}{k_p}$ .

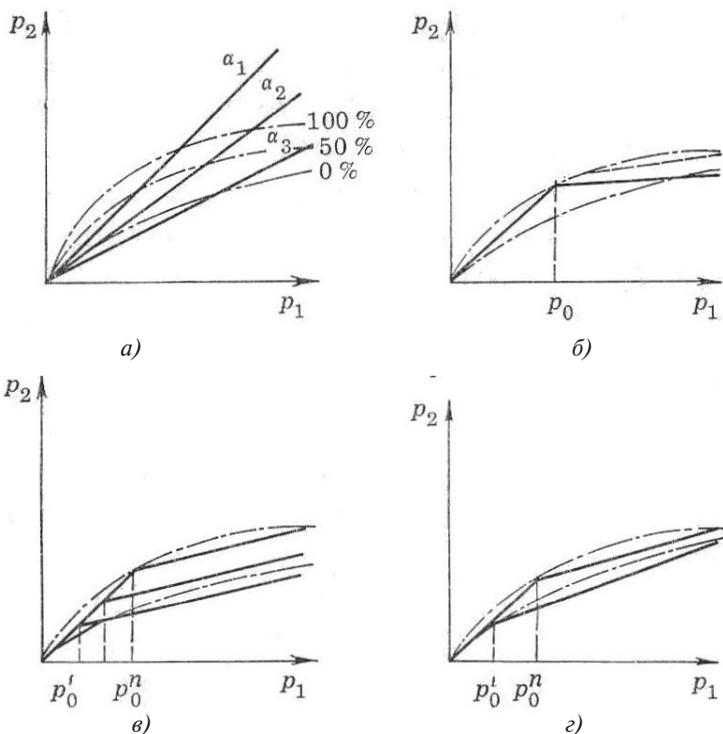


Рис. 3.8. Характеристики регуляторов тормозных сил:  
*а)* регулятора с лучевой характеристикой; *б)* клапана ограничителя с фиксированной точкой включения; *в)* и *г)* редуктора давления с переменной точкой включения

РТС, имеющие характеристику вида (*а*), применяются на грузовых автомобилях; остальные — на легковых автомобилях с гидравлическим приводом тормозов.

**Работа регуляторов с обратной связью** отличается от рассмотренных выше РТС тем, что они не допускают блокирования колес. АБС включает в себя (рис. 3.8):

- датчики, вырабатывающие информацию об угловой скорости колеса, замедлении автомобиля;
- блок управления, осуществляющий логическую обработку поступившей от датчиков информации и выдающий команду исполнительным механизмам;
- исполнительные механизмы (модуляторы давления), изменяющие давление в приводе тормозов в зависимости от поступившей с блока управления команды на повышение или понижение давления.

Графики зависимости параметров торможения во времени приведены на рис. 3.9, а блок-схема управления АБС – на рис. 3.10.

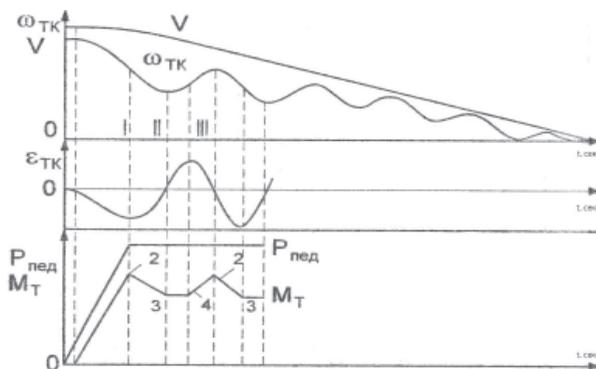


Рис. 3.9. Графики зависимости параметров торможения во времени:  
 $V$  – скорость автомобиля;  $\omega_{ТК}$  – угловая скорость колеса;  
 $\varepsilon_{ТК}$  – угловое ускорение колеса;  $P_{пед}$  – усилие на тормозной педали;  
 $M_T$  – тормозной момент



Рис. 3.10. Блок-схема управления АБС

### 3.7. Измерители эффективности торможения

Эффективность торможения оценивают с помощью следующих измерителей:

- установившегося замедления;
- времени торможения;
- тормозного пути.

Различают экстренное и служебное торможение автомобиля. Выше было получено, что при экстренном торможении автомобиля максимально возможное замедление определяется по формуле  $j_T^{\max} = g\varphi_X$ . Нормативные значения замедления при торможении новых автомобилей различной категории приведены в Правилах 13 ЕЭК ООН и ГОСТ 22895-85.

Замедление автомобилей, находящихся в эксплуатации, определяется по формуле

$$J_T = \frac{g\varphi_X}{K_{\mathcal{O}}}, \quad (3.17)$$

где  $K_{\mathcal{O}}$  – коэффициент эффективности торможения;  $k_3 = 1,1 \dots 1,2$  – для легковых автомобилей и  $k_3 = 1,2 \dots 1,6$  – для грузовых автомобилей.

Время торможения может быть определено из выражения

$$j_T = -\frac{dV_A}{dt};$$

$$dt = -\frac{1}{j_T} dV_A; \quad t_T = -\int_{V_H}^{V_K} \frac{1}{j} dV_A \quad \text{или} \quad t_T = \frac{1}{j_T} (V_H - V_K). \quad (3.18)$$

Тормозной путь определяется из выражения  $V = \frac{dS}{dt}$ , откуда  $dS = Vdt = -\frac{1}{j_T} V_A dV_A$ . Тогда тормозной путь есть определенный интеграл:

$$S_T = -\int_{V_H}^{V_K} \frac{1}{j} V_A dV_A = \frac{1}{j_T} (V_H^2 - V_K^2). \quad (3.19)$$

Для полного торможения до остановки автомобиля тормозной путь будет равен:

$$S_T = \frac{V_H^2}{2j_T} \quad \text{или} \quad S_T = \frac{V_H^2}{2K_{\mathcal{O}}j_{T\max}}. \quad (3.20)$$

Если в формулу (3.20) скорость подставлять в км/ч, а замедление в виде  $j_T^{\max} = g\varphi_X$ , то формула для определения тормозного пути приобретет вид:

$$S_T = \frac{V_H^2}{254\varphi_X}. \quad (3.21)$$

### 3.8. Остановочный путь

Остановочный путь  $S_0$  — это расстояние, проходимое автомобилем с момента обнаружения водителем опасности для движения до полной остановки. Этот путь складывается из двух составляющих  $S_0 = S_1 + S_T$ :

1-я — путь  $S_1$ , проходимый автомобилем без изменения скорости за время реакции водителя  $t_1$ , за время срабатывания тормозов  $t_2$  и за половину времени нарастания замедления до установившегося значения  $t_3$ ;

2-я — тормозной путь  $S_T$ , проходимый автомобилем за половину времени замедления до установившегося значения  $t_3$  и за время торможения с установившимся замедлением  $t_4$ .

Тогда остановочный путь может быть определен по формуле

$$S_0 = (t_1 + t_2 + 0,5t_3)V_H + \frac{V_H^2}{2j_T}. \quad (3.22)$$

Значения времени реакции водителя  $t_1$  для различных ситуаций при расчетах принимается в пределах 0,4...1,2 с; время запаздывания срабатывания тормозов  $t_2$  принимают в пределах 0,1...0,4 с в зависимости от типа привода; время нарастания замедления до установившегося значения  $t_3$  принимают от 0,1 до 1,2 с в зависимости от дорожных условий, типа привода, типа автомобиля и степени его загрузки.

Скорость в этой формуле подставляется в м/с. Если подставлять скорость в км/ч, то необходимо воспользоваться формулой

$$S_0 = (t_1 + t_2 + 0,5t_3) \frac{V_H}{3,6} + \frac{V_H^2}{26j_T}. \quad (3.23)$$

### 3.9. Энергетический баланс торможения

В процессе торможения кинетическая энергия движущегося со скоростью  $V_A$  автомобиля превращается в тепловую.

Уравнение энергетического баланса в процессе торможения можно записать в следующем виде:

$$\frac{m_A}{2} V_A^2 \delta_{jk} = A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5; \quad (3.24)$$

$$\frac{m_A V_A^2 \delta_{jk}}{2} = \Sigma P_{Tp}^{cp} \frac{R_6}{r_d} S_T \delta + P_{fcp} S_T + P_B^{cp} S_T + \frac{M_{Tp}}{r_d} S_T \delta + G_A \varphi_X S_T (1 - \delta), \quad (3.25)$$

где  $A_1 = \Sigma P_{Tp}^{cp} \frac{R_6}{r_d} S_T \delta$  – работа трения в тормозных механизмах;

$A_2 = P_{fcp} S_T$  – работа по преодолению сопротивления качению;

$A_3 = P_B^{cp} S_T$  – работа по преодолению сопротивления воздуха;

$A_4 = \frac{M_{Tp}}{r_d} S_T \delta$  – работа по преодолению трения в трансмиссии;

$A_5 = G_A \varphi_X S_T (1 - \delta)$  – работа сил трения в контакте колес с дорогой;  $\Sigma P_{Tp}^{cp}$  – суммарная средняя сила трения на тормозном барабане (диске);  $R_6$  – радиус барабана или средний радиус тормозного диска;  $P_{fcp}$  – средняя сила сопротивления качению на всем тормозном пути  $S_T$ ;  $\delta$  – относительная скорость скольжения в контакте колес с дорогой;  $P_B^{cp}$  – средняя сила сопротивления воздуха на всем тормозном пути  $S_T$ ;  $M_{Tp}$  – момент трения в трансмиссии.

При торможении до блокирования всех колес основные затраты энергии имеют место в тормозных механизмах; работа  $A_1$  в общем балансе составляет около 80%. При полном блокировании колес около 80% кинетической энергии автомобиля превращается в тепло в контакте колес с дорогой, что приводит к повышенному и неравномерному износу протектора.

### Вопросы для самоконтроля

1. Что понимается под тормозными свойствами автомобиля?
2. Какая энергия и где преобразуется в процессе торможения? Составить энергетический баланс торможения.
3. Силы и моменты, действующие на заторможенное колесо. Как определяется касательная реакция опорной поверхности при торможении?
4. Силы и моменты, действующие на автомобиль при торможении.
5. Как определяются нормальные реакции при торможении?
6. Чему равны предельные тормозные силы на колесах автомобиля?
7. Как определяется коэффициент распределения тормозных сил и строится график его зависимости от коэффициента сцепления?

8. Опережение блокирования каких колес при торможении предпочтительно?
9. Как выбирать распределение тормозных сил?
10. Для чего применяется регулирование тормозных сил и какие существуют характеристики регулирования? Что дает установка АБС?
11. По каким измерителям оценивают эффективность торможения?
12. Что такое остановочный путь и как он определяется?

## 4. ТОПЛИВНАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

### 4.1. Понятие топливной экономичности.

#### Измерители топливной экономичности

Топливная экономичность – это совокупность свойств, определяющих расходы топлива при выполнении автомобилем транспортной работы в различных условиях эксплуатации. Эта характеристика важна тем, что в значительной степени определяет себестоимость автомобильных перевозок.

Топливная экономичность напрямую зависит от конструктивных особенностей автомобиля. Она определяется совершенством конструкции и рабочих процессов двигателя, оптимальностью выбора передаточных чисел трансмиссии и ее КПД, характеристиками шин, соотношением снаряженной и полной масс автомобиля.

Топливная экономичность оценивается двумя группами измерителей:

1) измерителями топливной экономичности самого автомобиля (путевой расход топлива и расход топлива на единицу транспортной работы);

2) измерителями топливной экономичности двигателя (часовой расход топлива и удельный эффективный расход топлива).

Путевой расход топлива определяется следующим образом:

$$Q_S = 100 \frac{Q_{\text{общ}}}{L_A}, \text{ л/100 км}, \quad (4.1)$$

где  $Q_{\text{общ}}$  – общий расход в литрах;  $L_A$  – общий пробег автомобиля в км.

Расход топлива на единицу транспортной работы определяется отношением:

$$Q_W = 1000 \frac{Q_{\text{общ}} \rho_T}{m_{\text{сп}} S_{\text{сп}}}, \frac{\text{г}}{\text{ткм}}, \quad (4.2)$$

где  $\rho_{\text{д}}$  – плотность топлива: бензин – 0,71...0,73 кг/л; дизельное топливо – 0,83...0,87 кг/л;  $m_{\text{сп}}$  – масса перевезенного груза;  $L_{\text{сп}}$  – пробег с грузом.

Часовой расход топлива определяется по формуле

$$Q_T = \frac{Q_{\text{общ}} \rho_T}{T_{\text{д}}}, \text{ кг/ч}, \quad (4.3)$$

где  $T_{\text{д}}$  – время работы двигателя.

Удельный эффективный расход топлива двигателем равен:

$$q_e = 1000 \frac{Q_T N_e}{36V \rho_T}, \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}, \quad (4.4)$$

где  $N_e$  – эффективная мощность двигателя в кВт.

С учетом удельного эффективного расхода топлива путевой расход топлива определяется по формуле

$$Q_S = \frac{q_e N_e}{36000 V_A \rho_T}, \text{ л/100 км}. \quad (4.5)$$

## 4.2. Уравнение и график топливной экономичности

В процессе движения эффективная мощность двигателя затрачивается на преодоление сил сопротивления движению. Для ее определения используется уравнение мощностного баланса:

$$N_e = \frac{1}{\eta_T} (N_\psi + N_b + N_j) = \frac{1}{\eta_T} (P_\psi + P_b + P_j) V_A. \quad (4.6)$$

Подставив в формулу (4.5) значение  $N_e$  из формулы (4.6), получаем уравнение вида:

$$Q_S = \frac{q_e}{36000 \eta_T \rho_T} (P_\psi + P_b + P_j), \quad (4.7)$$

в которое сила подставляется в Н, мощность в кВт и скорость в м/с.

Чтобы построить топливно-экономическую характеристику, необходимо вычислить удельный эффективный расход топлива двигателем  $q_e$ . Он может определяться по результатам дорожных и стендовых испытаний и приближенным расчетом.

Рассмотрим расчетный способ построения топливно-экономической характеристики автомобиля. В соответствии с этим способом удельный эффективный расход топлива рассчитывается по формуле

$$q_e = q_N k_H k_\omega, \quad (4.8)$$

где  $q_N$  – удельный эффективный расход топлива двигателем при максимальной мощности;  $k_H$  – коэффициент изменения удельного эффективного расхода топлива в зависимости от степени использования мощности двигателя;  $k_\omega$  – коэффициент изменения удельного эффективного расхода топлива в зависимости от угловой скорости коленчатого вала двигателя.

Удельный эффективный расход топлива двигателем при максимальной мощности  $q_N$  для бензиновых двигателей составляет 300...340 г/кВт·ч и для дизелей 220...260 г/кВт·ч.

Коэффициент  $k_{И}$  находим в зависимости от

$И = \frac{1}{\eta_T} (N_{\psi} + N_B) / N_e$ . Для определения  $И$  используется график

мощностного баланса и прежде всего кривые для высшей или прямой передач. Для определения коэффициента  $k_{И}$  можно воспользоваться графиками (рис. 4.1,а) или аналитическими зависимостями (4.9). Коэффициент  $k_{\omega}$  определяется в зависимости от отношения

$E = \frac{\omega_e}{\omega_N}$ , можно также воспользоваться графиками (рис. 4.1,б) или аналитическими зависимостями (4.10).

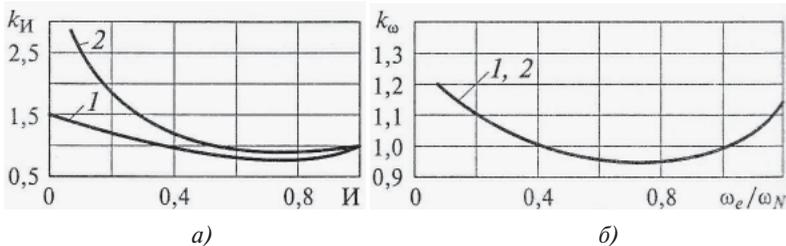


Рис. 4.1. Графики для определения коэффициентов  $k_{И}$  (а) и  $k_{\omega}$  (б); на графике (а) линия 1 относится к дизелям, линия 2 к бензиновым двигателям

Для приближенных расчетов вполне приемлемы аналитические зависимости:

$$k_{И} = 1,2 + 0,14И - 1,8И^2 + 1,46И^3 \text{ — для дизельных двигателей; } \quad (4.9)$$

$$k_{И} = 3,27 - 8,22И + 9,13И^2 - 3,18И^3 \text{ — для бензиновых двигателей; } \quad (4.10)$$

$$k_{\omega} = 1,25 - 0,99E + 0,98E^2 - 0,24E^3 \text{ — для всех типов двигателей. } \quad (4.11)$$

Топливоно-экономическая характеристика грузового автомобиля на высшей передаче при движении по горизонтальной асфальтобетонной дороге приведена на рис. 4.2.

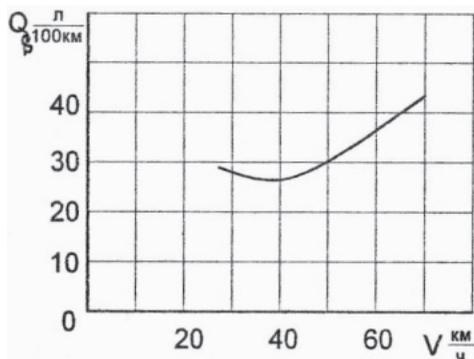


Рис. 4.2. Топливо-экономическая характеристика грузового автомобиля на высшей передаче при движении по горизонтальной асфальтобетонной дороге

### 4.3. Влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на топливную экономичность

Для анализа влияния конструктивных и эксплуатационных факторов на топливную экономичность воспользуемся уравнением топливной экономичности (4.7), подставив в него значения сил сопротивления движению:

$$\begin{aligned}
 Q_S &= \frac{q_e}{36000\eta_T\rho_T}(P_\psi + P_B + P_j) = \frac{q_e}{36000\eta_T\rho_T}\left(G_A\psi + k_B A_a V_A^2 + \frac{G_A}{g} \frac{dV_A}{dt} \delta_j\right) = \\
 &= \frac{q_e}{36000\eta_T\rho_T}\left\{G_A(f \cos \alpha \pm \sin \alpha) + k_B A_a V_A^2 + \frac{G_A}{g} \frac{dV_A}{dt} \delta_j\right\}.
 \end{aligned}
 \tag{4.12}$$

Из этого уравнения следует, что на путевой расход влияют: тип двигателя через  $q_e$  и трансмиссии через  $\eta_T$ , тип шин и давление в них через  $f$ , форма кузова и его обтекаемость через  $k_B$ , габариты автомобиля в поперечном сечении через  $A_a$ . Оказывают влияние мастерство и манера управления автомобилем, состояние дорожного полотна, эксплуатационная скорость.

Переход на дизельные двигатели, применение инжекторных двигателей с электронной системой зажигания позволяют существенно снизить расход топлива. Системная работа по улучшению формы кузова, уменьшению размеров его поперечного сечения, по подбору оптимальных передаточных чисел трансмиссии, установке шин с малым коэффициентом сопротивления качению дает положительный эффект и расход топлива автомобилем снижается.

### **Вопросы для самоконтроля**

1. Что понимают под топливной экономичностью автомобилей?
2. Какими измерителями оценивается топливная экономичность двигателя и автомобиля?
3. Как строится график экономической характеристики автомобиля?
4. Какие параметры и как влияют на расход топлива?
5. Какие существуют пути снижения расхода топлива?

## 5. ТЯГОВО-СКОРОСТНЫЕ СВОЙСТВА И ТОПЛИВНАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ АВТОМОБИЛЯ С ГИДРОПЕРЕДАЧЕЙ

### 5.1. Автоматизация управления автомобилем. Гидромуфта. Гидротрансформатор

Непрерывное повышение скоростей движения и плотности транспортных потоков приводит к напряженности работы водителей и, как следствие, к снижению безопасности движения. Поэтому на автомобилях все больше находят применение автоматические коробки передач (АКП). Такие коробки в комплексе включают в себя фрикционное сцепление, гидротрансформатор и ступенчатую механическую, как правило, планетарную коробку передач.

Самой простой гидропередачей является гидромуфта, схема которой приведена на рис. 5.1. Ведущая часть в ней – насосное колесо 3 (насос), соединенное с коленчатым валом двигателя 1, и ведомая часть – турбинное колесо 2 (турбина), соединенное с первичным валом коробки передач 4. У этой передачи момент турбины равен моменту на насосе:  $M_T = M_H$ . Передаточным отношением гидромуфты является отношение  $i_{зм} = \frac{\omega_T}{\omega_H}$ .

Обязательное условие работы гидромуфты – наличие в ней скольжения:

$$S_{зм} = \frac{\omega_H - \omega_T}{\omega_H} = (1 - i_{зм})100. \quad (5.1)$$

На рис. 5.2 приведена тяговая характеристика автомобиля с гидромуфтой и трехступенчатой коробкой передач.

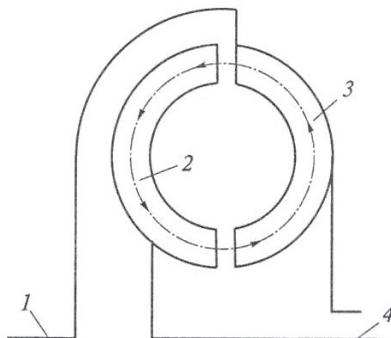


Рис. 5.1. Схема гидромуфты: 1 – коленчатый вал; 2 – турбинное колесо; 3 – насосное колесо; 4 – первичный вал коробки передач

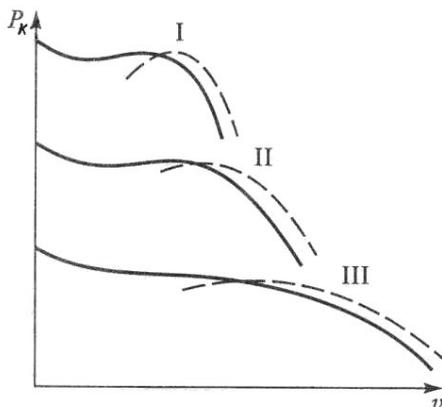


Рис. 5.2. Тяговые характеристики автомобиля с гидромуфтой (сплошные линии) и без нее (штриховые линии); I, II, III ступени коробки передач

Гидротрансформатор (рис. 5.3) также имеет насосное колесо 2 (насос), соединенное с коленчатым валом двигателя 6, турбинное колесо 1 (турбина), соединенное с первичным валом коробки передач 3. Между насосом и турбиной на муфте свободного хода 4 установлен реактор 5, обеспечивающий плавный и безударный вход масла с турбины в насос и существенное увеличение передаваемого момента. Характерной особенностью гидротрансформатора (ГТ) является изменение крутящего момента при его передаче от двигателя к трансмиссии. Свойство ГТ оценивается его безразмерной характеристикой (рис. 5.4).

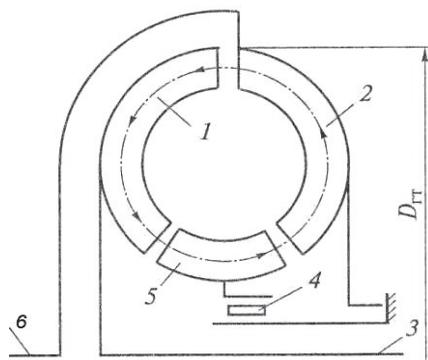


Рис. 5.3. Схема гидротрансформатора: 1 – турбина; 2 – насос; 3 – вал трансмиссии; 4 – обгонная муфта; 5 – реактор; 6 – коленчатый вал двигателя

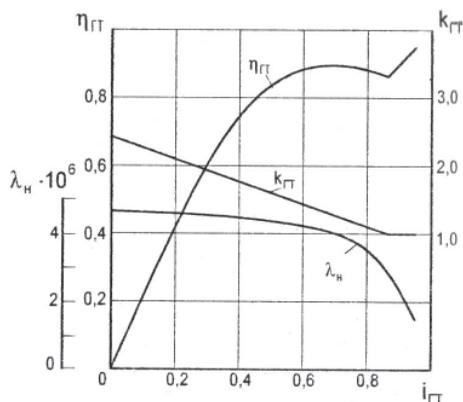


Рис. 5.4. Безразмерная характеристика гидротрансформатора легкового автомобиля

Режим работы ГТ определяется его передаточным отношением

$$i_{ГТ} = \frac{\omega_T}{\omega_H}.$$

Коэффициент трансформации определяется отношением

$$k_{ГТ} = \frac{M_T}{M_H},$$

где  $M_T = \lambda_T \rho_{ж} \omega_T^2 D_{zm}^5$  — крутящий момент на валу турбины (5.2);  $M_H = \lambda_H \rho_{ж} \omega_H^2 D_{zm}^5$  — крутящий момент на валу насоса (5.3), где  $\lambda_T$  и  $\lambda_H$  — коэффициенты крутящего момента турбины и насоса;  $\rho_{ж}$  — плотность жидкости;  $D_{ГТ}$  — активный (наибольший) диаметр ГТ.

Коэффициент полезного действия ГТ определяется отношением

$$\eta_{ГТ} = \frac{N_T}{N_H} = \frac{M_T \omega_T}{M_H \omega_H} = k_{zm} i_{zm}. \quad (5.4)$$

Коэффициент крутящего момента насоса  $\lambda_H$  определяет прозрачность ГТ, т. е. его свойство изменять нагрузку на валу насоса в зависимости от нагрузки на валу турбины. ГТ могут быть прозрачными и непрозрачными. При непрозрачном ГТ изменение сопротивления движению не влияет на режим работы двигателя ( $\lambda_H = \text{const}$ ). Коэффициент трансформации таких ГТ составляет 3...4, и они применяются на грузовых автомобилях. В прозрачных ГТ ( $\lambda_H \neq \text{const}$ ) изменение сопротивления движению влияет на режим работы двигателя. Коэффициент трансформации таких ГТ составляет 2,2...3, и они применяются на легковых автомобилях.

Степень прозрачности определяется отношением:

$$\Pi = \frac{\lambda_{H \max}}{\lambda_{H1}^1}, \quad (5.5)$$

где  $\lambda_{H \max}$  – максимальный коэффициент крутящего момента насоса;  $\lambda_{H1}^1$  – коэффициент крутящего момента насоса при  $K_{ГТ} = 1$ .

При  $\Pi = 1,0 \dots 1,2$  – ГТ непрозрачный; при  $\Pi > 1,2$  – прозрачный.

## 5.2. Построение совместной характеристики системы двигатель – гидротрансформатор

Выходные характеристики системы двигатель – гидротрансформатор представляют собой графики зависимости  $N_T = f(n_T)$  и  $M_T = f(n_T)$ . Для анализа совместной работы двигателя с гидротрансформатором используют внешнюю скоростную характеристику двигателя  $\{M_e = f(\omega_e), N_e = f(\omega_e)\}$  и безразмерную характеристику ГТ  $\{\eta_{ГТ} = f(i_{ГТ}), K_{ГТ} = f(i_{ГТ}) \text{ и } \lambda_H = f(i_{ГТ})\}$ .

По безразмерной характеристике ГТ, изменяя  $i_{ГТ}$ , определяют коэффициент  $\lambda_H$  и с помощью формулы  $M_H = \lambda_H \rho_{ж} \omega_H^2 D_{zm}^5$  определяют момент на валу насоса при различных значениях  $\omega_H$ . Строят графики зависимости  $M_H = f(\omega_H)$ , с наложением их на внешнюю скоростную характеристику двигателя (рис. 5.5). Пересечение кривой момента на валу насоса с кривой момента двигателя дает искомое значение  $M_H''$ . Момент на валу турбины определяют умножением

$$M_T = M_H K_{ГТ}. \quad (5.6)$$

Коэффициент трансформации  $K_{ГТ}$  для каждого из значений  $i_{ГТ}$  вычисляют по безразмерной характеристике  $K_{ГТ} = f(i_{ГТ})$  гидротрансформатора (рис. 5.4). Угловую скорость вала турбины определяют по формуле  $\omega_T = \frac{\omega_H}{i_{ГТ}}$ .

Определив значения  $M_T$  и  $\omega_T$ , находят мощность на валу турбины:

$$N_T = \frac{M_T \omega_T}{1000}, \text{ кВт} \quad (5.7)$$

и строят выходную характеристику системы двигатель – гидротрансформатор:  $M_T = f(\omega_T)$  и  $N_T = f(\omega_T)$  (рис. 5.6).

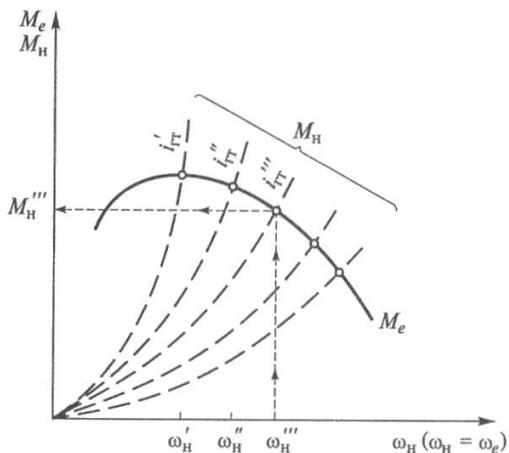


Рис. 5.5. Нагрузочная характеристика системы двигатель – гидротрансформатор

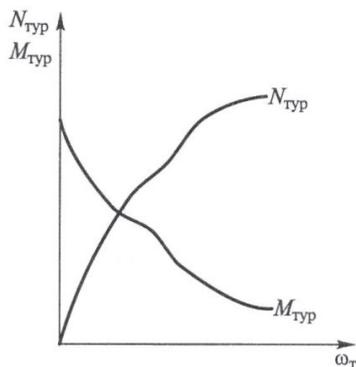


Рис. 5.6. Выходная характеристика системы двигатель – гидротрансформатор

### 5.3. Влияние гидротрансформатора на тягово-скоростные свойства и топливно-экономическую характеристику автомобиля

Скорость движения автомобиля для построения графиков тягового баланса, динамической характеристики, ускорения разгона определяется по формуле

$$V_A = \frac{\omega_m r_k}{U_k U_{зи}}. \quad (5.8)$$

Тяговая сила на ведущих колесах вычисляется по формуле

$$P_T = \frac{M_T U_K U_{zu} \eta_T}{r_0}. \quad (5.9)$$

Динамический фактор  $D$  рассчитывается по формуле

$$D = \frac{P_T - P_B}{G_A}. \quad (5.10)$$

Ускорение, время и путь разгона определяются по аналогии с автомобилем, имеющим только механическую трансмиссию. Графики тягового баланса и динамический фактор автомобиля с гидротрансформатором и двухступенчатой коробкой передач приведены на рис. 5.7 и 5.8.

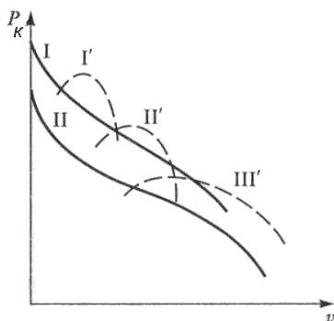


Рис. 5.7. Тяговая характеристика автомобиля с гидротрансформатором (сплошные линии) и трехступенчатой коробкой передач (штриховые линии); I, II – передачи гидротрансформатора; I'... III' – передачи механической коробки

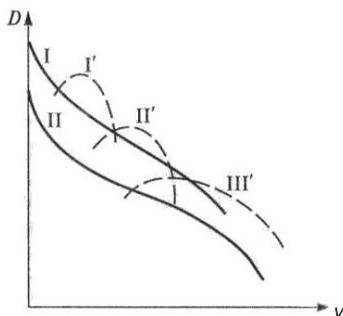


Рис. 5.8. Динамическая характеристика автомобиля с гидротрансформатором (сплошные линии) и трехступенчатой коробкой передач (штриховые линии); I, II – передачи гидротрансформатора; I'... III' – передачи механической коробки

График ускорений автомобиля с гидротрансформатором и двухступенчатой коробкой передач приведен на рис. 5.9.

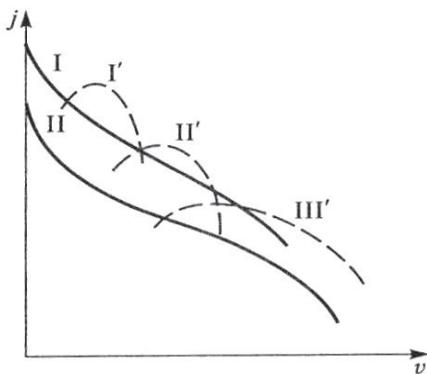


Рис. 5.9. График ускорений автомобиля с гидротрансформатором (сплошные линии) и трехступенчатой коробкой передач (штриховые линии); I, II – передачи гидротрансформатора; I'... III' – передачи механической коробки

Из графиков, представленных на рис. 5.7–5.9, следует, что тягово-скоростные свойства автомобиля с гидротрансформатором несколько хуже, чем автомобиля с механической коробкой передач.

Наличие ГТ приводит к дополнительным потерям мощности в трансмиссии по сравнению с механической ступенчатой трансмиссией.

С учетом потерь мощности в гидропередаче уравнения топливной экономичности запишем в следующем виде:

$$Q_S = \frac{q_e}{36000\eta_{ГТ}\eta_T V_A \rho_T} (N_\psi + N_e + N_j); \quad (5.10^1)$$

$$Q_S = \frac{q_e}{36000\eta_{ГТ}\eta_T \rho_T} (P_\psi + P_e + P_j). \quad (5.10^2)$$

При определении удельного расхода топлива в зависимости от степени использования мощности двигателя необходимо знать мощность двигателя, затрачиваемую на преодоление сил сопротивления движению автомобиля. С учетом рассчитанной тяговой силы  $P_T$  (рис. 5.8) и линейной скорости автомобиля  $V_A$  (рис. 5.7) определяем мощность двигателя:

$$N_e = \frac{P_T V_A}{1000\eta_T \eta_{ГТ}}, \text{ кВт}. \quad (5.11)$$

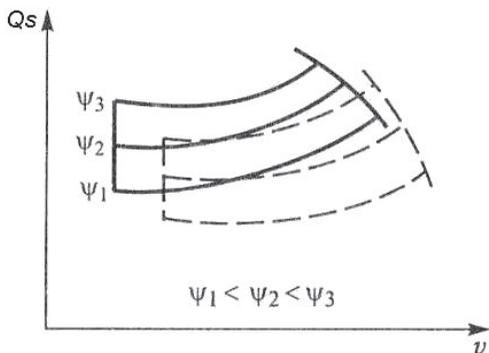


Рис. 5.10. Топливо-экономические характеристики автомобиля с гидротрансформатором (сплошные линии) и коробкой передач (штриховые линии);  $\psi_1, \psi_2, \psi_3$  – коэффициенты дорожного сопротивления

### Вопросы для самоконтроля

1. Что такое гидромеханическая трансмиссия автомобиля и что она в себя включает?
2. Какую характеристику имеет ГТ?
3. Как строится график тягового баланса автомобиля с гидрорепердачей и ступенчатой коробкой передач?
4. Как строится динамическая характеристика автомобиля с гидрорепердачей и ступенчатой коробкой передач?
5. Как определяется путевой расход автомобиля с гидрорепердачей?

## 6. ТЯГОВЫЙ РАСЧЁТ АВТОМОБИЛЯ

### 6.1. Задачи тягового расчета

При проведении тягового расчета необходимо:

- определить полную массу автомобиля и распределение массы по осям;
- произвести подбор шин и определить статический радиус колеса;
- выбрать или определить значение КПД трансмиссии;
- определить максимальную мощность и максимальный крутящий момент двигателя;
- определить значения мощности и крутящего момента двигателя на различных оборотах и построить внешнюю скоростную характеристику;
- определить передаточные числа главной передачи и коробки передач;
- выполнить анализ тяговой динамики автомобиля и построить графики тягового баланса и динамическую характеристику автомобиля;
- произвести анализ динамики разгона автомобиля и построить графики ускорения, времени и пути разгона;
- рассчитать топливную экономичность автомобиля и построить график топливной экономичности.

### 6.2. Исходные данные

Для выполнения тягового расчета задаются следующие исходные условия:

- тип автомобиля — легковой, грузовой, автобус;
- класс легкового автомобиля — 1-й, 2-й, 3-й, 4-й, 5-й;
- компоновка автомобиля — например, для легкового автомобиля: классическая, переднеприводная или полноприводная;
- число мест —  $n_n$  или масса перевозимого груза  $m_{gp}$ ;
- снаряжённая масса автомобиля —  $m_o$ ;
- максимальная скорость движения —  $V_{max}$  в км/ч или  $V_{max}$  в м/с;
- коэффициент сопротивления качению при малой скорости движения —  $f_o$ ;
- максимальный уклон (подъем) дороги, преодолеваемый на первой передаче, —  $i_{max}$ ;
- лобовая площадь автомобиля —  $A_a$ .

## 6.3. Определение параметров автомобиля

### 6.3.1. Определение полной массы автомобиля

$$m_a = m_o + (m_n + m_b) \times n_n - \text{для пассажирских автомобилей; (6.1)}$$

$$m_a = m_o + m_n \times n_n + m_{sp} - \text{для грузовых автомобилей, (6.1)}$$

где  $m_n = 75$  кг – расчетная масса одного пассажира (водителя);  
 $m_b = 10$  кг – расчетная масса багажа.

### 6.3.2. Определение нагрузки, приходящейся на передние колеса

$$F_{\kappa 1} = m_a \cdot \kappa_1 \cdot g, \quad (6.2)$$

где  $\kappa_1$  – коэффициент распределения нагрузки на передние колеса: для легкового автомобиля  $\kappa_1 = 0,5$  при классической компоновке и  $\kappa_1 = 0,6$  при переднеприводной компоновке;  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup> – ускорение свободного падения.

### 6.3.3. Определение нагрузки на задние колеса

$$F_{\kappa 2} = m_a \cdot \kappa_2 \cdot g, \quad (6.3)$$

где  $\kappa_2$  – коэффициент распределения нагрузки на задние колеса: для легкового автомобиля  $\kappa_2 = 0,5$  при классической компоновке и  $\kappa_2 = 0,4$  при переднеприводной компоновке.

### 6.3.4. Выбор шин

В соответствии с нагрузкой на колесо и максимальной скоростью автомобиля по справочной литературе выбирают шины и фиксируют их размерность. Допустимые значения нагрузки на шину и максимальной скорости должны быть больше расчетных значений. Так, для легкового автомобиля 2-го класса можно выбрать широкопрофильную шину 175/70R 13, где 175 – ширина шины  $B_w = 175$  мм; 70 – процент высоты шины  $H_w$  от ее ширины  $B_w$  (в данном случае 70%);  $d = 13$  – посадочный диаметр в дюймах (один дюйм – 25,4 мм).

### 6.3.5. Определение статического радиуса колеса

Для приведенного выше размера шины  $r_{cm}$  определяют по формуле

$$r_{cm} = [(0,5d \times 25,4 + 0,85H_w)/1000], \text{ м, (6.4)}$$

где  $H_w = 0,70 B_w$ .

### 6.3.6. Определение КПД трансмиссии

$$\eta_T = 0,98^k \times 0,97^e \times 0,98^m, \quad (6.5)$$

где  $k$  – количество цилиндрических пар в трансмиссии при движении на высшей передаче;  $l$  – количество конических пар в трансмиссии;  $m$  – количество карданных шарниров.

Для выбора значений  $k, l, m$  используется компоновочная схема автомобиля, выбранного в качестве аналога.

## 6.4. Определение параметров двигателя

### 6.4.1. Определение мощности двигателя при максимальной скорости

$$N_V = \frac{N_{\psi_V} + N_B}{\eta_T \cdot 1000}, \text{ (кВт);} \quad (6.6)$$

$$N_V = \frac{m_a g \psi_V V_{\max} + \kappa_B A_a V_{\max}^3}{\eta_T \cdot 1000}, \text{ кВт,} \quad (6.7)$$

где  $N_V$  – мощность двигателя при максимальной скорости;  $\kappa_B$  – коэффициент сопротивления воздуха;  $A_a$  – лобовая площадь из задания на курсовой проект или по формуле

$$A_a = B_\kappa H_a \text{ – для грузовых автомобилей;} \quad (6.8^1)$$

$$A_a = 0,78 B_a H_a \text{ – для легковых автомобилей;} \quad (6.8^2)$$

$B_\kappa$  – колея автомобиля;  $B_a$  – ширина автомобиля;  $H_a$  – высота автомобиля;  $N_{\psi_V}$  – мощность, затраченная на преодоление дорожного сопротивления при максимальной скорости;  $N_B$  – мощность, затраченная на преодоление сопротивления воздуха при максимальной скорости;  $\psi_V = f_v$  или  $\psi_V = f_v + i_\theta$  – коэффициент дорожного сопротивления при максимальной скорости;  $f_v$  – коэффициент сопротивления качению при максимальной скорости;  $i_\theta$  – уклон дороги, преодолеваемый автомобилем при максимальной скорости;  $f_v = f_0(1 + 5 \times 10^{-4} V_{\max}^2)$  – здесь и выше максимальная скорость в размерности м/с;  $\eta_T$  – КПД трансмиссии;  $\kappa_B$  – коэффициент сопротивления воздуха, принимаемый в пределах:  $\kappa_B = 0,2 \dots 0,35 \text{ Нс}^2/\text{м}^4$  – для легковых автомобилей;  $\kappa_B = 0,15 \dots 0,20 \text{ Нс}^2/\text{м}^4$  – для легковых спортивных автомобилей;  $\kappa_B = 0,35 \dots 0,55$  – для автобусов;  $\kappa_B = 0,5 \dots 0,7$  – для грузовых автомобилей.

### 6.4.2. Определение максимальной мощности двигателя

$$N_e^{\max} = \frac{N_V}{a \frac{\omega_V}{\omega_N} + b \left( \frac{\omega_V}{\omega_N} \right)^2 - c \left( \frac{\omega_V}{\omega_N} \right)^3}, \quad (6.9)$$

где  $N_e^{\max}$  – максимальная мощность двигателя;  $a, b, c$  – коэффициенты, зависящие от типа двигателя ( $a = b = c = 1$  – для бензиновых двигателей;  $a = 0,53$ ;  $b = 1,56$ ;  $c = 1,09$  – для дизельных

двигателей);  $\omega_V$  – угловая скорость при максимальной скорости;  $\omega_N$  – угловая скорость при максимальной мощности (для двигателей без ограничителя оборотов можно принять  $\frac{\omega_V}{\omega_N} = 1,1 \dots 1,15$ ; для двигателей с ограничителем оборотов  $\omega_V = \omega_N = \omega_0$ ).

### 6.4.3. Определение текущих значений мощности

$$Ne = Ne^{\max} \left[ a \frac{\omega_e}{\omega_N} + b \left( \frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^2 - c \left( \frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^3 \right], \quad (6.10)$$

где  $\omega_e$  – угловая скорость, изменяющаяся от  $\omega_{\min}$  до  $\omega_V$ .

Для легковых автомобилей можно принять  $n_N = 5200 \dots 5600$  об/мин;  $n_{\min} = 800 \dots 1000$  об/мин; для грузовых автомобилей с бензиновыми двигателями –  $n_N = 2700 \dots 3700$  об/мин и для грузовых автомобилей с дизельными двигателями –  $n_N = 2100 \dots 2700$  об/мин. Для перевода в угловую скорость можно воспользоваться соотношением

$$\omega_N = \frac{\pi \times n_N}{30}. \quad (6.11)$$

Выбрав  $\omega_e$  в диапазоне от  $\omega_{\min}$  до  $\omega_{\max} = \omega_V$  6–8 точек, определяют значения  $Ne$  и вносят в табл. 6.1.

### 6.4.4. Определение крутящего момента двигателя

$$Me = 1000 \frac{Ne}{\omega_e}, \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (6.12)$$

Результаты расчетов сводят в табл. 6.1 (здесь значения  $n_e$  и  $\omega_e$  приняты в качестве примера).

По данной таблице строится внешняя скоростная характеристика двигателя (рис. 6.1).

Таблица 6.1

Форма таблицы для внешней скоростной характеристики двигателя

$n_e$ , об/мин	800	1500	2000	3000	3400	4500	5600	6272
$\omega_e$ , с <sup>-1</sup>	83,73	157	209,33	314	355,87	471	$\omega_N = 586,13$	$\omega_V = 656,47$
$\frac{\omega_e}{\omega_N}$	0,1428	0,268	0,357	0,536	0,607	0,804	1	1,12
$\left(\frac{\omega_e}{\omega_N}\right)^2$	0,02	0,072	0,128	0,287	0,369	0,646	1	1,2544
$\left(\frac{\omega_e}{\omega_N}\right)^3$	0,0029	0,019	0,046	0,154	0,224	0,519	1	1,4049
$\frac{\omega_e}{\omega_N} + \left(\frac{\omega_e}{\omega_N}\right)^2 - \left(\frac{\omega_e}{\omega_N}\right)^3$	0,1599	0,321	0,439	0,669	0,752	0,931	1	0,969
$N_e$ , кВт							$N_e^{\max}$	$N_V$
$M_e$ , Н·м								

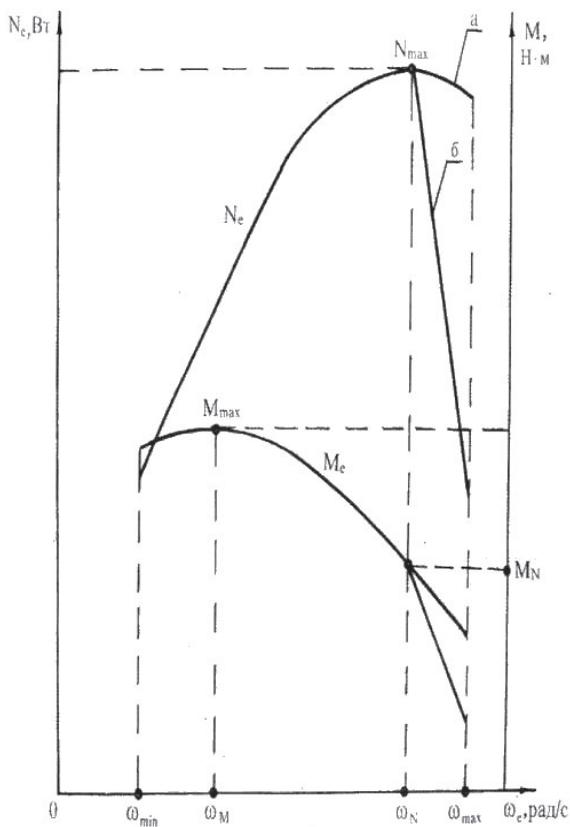


Рис. 6.1. Внешняя скоростная характеристика двигателя:  
 а) без ограничителя (регулятора) оборотов;  
 б) с ограничителем (регулятором) оборотов двигателя

## 6.5. Определение параметров трансмиссии

### 6.5.1. Передаточное отношение главной передачи определяется из формулы

$$V_{\max} = \frac{\omega_V \cdot r_K}{U_{ГЛ} \cdot U_K^B}; \quad (6.13)$$

$$U_{ГЛ} = \frac{\omega_V \cdot r_K}{V_{\max} \cdot U_K^B}; \quad (6.14)$$

где  $V_{max}$  – максимальная скорость в м/с;  $U_{ГЛ}$  – передаточное отношение главной передачи;  $r_K$  – радиус качения (принимается  $r_k = r_{cm}$ );  $U_K^B$  – передаточное отношение коробки передач, на которой достигается максимальная скорость. В легковых автомобилях часто высшей передачей является 4-я; на ней достигается максимальная скорость; 5-я передача предназначена для обеспечения экономии топлива. У легковых автомобилей с двухвальной коробкой  $U_{K4} \sim 1$  (например, переднеприводные автомобили ВАЗ имеют  $U_{K4} = 0,941$ ). У грузовых автомобилей высшей является 5-я передача; при этом она может быть прямой, когда  $U_{K5} = 1$ , и может быть ускоряющей, т. е.  $U_{K5} = 0,7...0,8$ . Для четырех- и пятиступенчатой коробок передач легкового автомобиля значение  $U_K^B$  выбирается в зависимости от компоновки коробки передач:

$$U_K^B = U_{K4} = 1,0 \text{ – при трехвальной конструкции коробки передач;}$$

$$U_K^B = U_{K4} = 0,94...0,96 \text{ – при двухвальной коробке передач.}$$

### 6.5.2. Определение передаточных чисел коробки передач

Передаточное число первой ступени коробки передач определяется из условия, что максимальная тяговая сила на 1-й передаче больше максимальной силы по дорожному сопротивлению и меньше предельной силы по сцеплению:

$$\frac{m_a g \Psi_{max} r_d}{Me_{max} U_{ГЛ} \eta_T} \leq U_{K1} \leq \frac{m_a g k_z r_d \varphi}{Me_{max} U_{ГЛ} \eta_T}, \quad (6.15)$$

где  $Me_{max}$  – максимальный крутящий момент двигателя (по табл. 6.1);  $\varphi$  – коэффициент сцепления дорожного покрытия, принимается равным 0,9;  $k_z$  – коэффициент нагрузки на ведущие колеса, у легковых автомобилей он может принимать следующие значения: 0,6 – для переднеприводных автомобилей; 0,5 – для автомобилей классической компоновки.

Из левой части неравенства (6.15) имеем:

$$U_{K1} \geq m_a g \Psi_{max} r_d / Me_{max} U_{ГЛ} \eta_T. \quad (6.16)$$

Из правой части неравенства (6.15) имеем:

$$U_{K1} \leq m_a g \varphi r_d / Me_{max} U_{ГЛ} \eta_T. \quad (6.17)$$

Исходя из решения неравенств, принимаем  $U_{K1}$  в диапазоне от (6.16) до (6.17).

Для определения передаточных чисел 2-й и 3-й четырех- и пятиступенчатой коробок с  $U_{K4}^a$  могут быть использованы

зависимости, полученные из условия постоянства отношений

$$\frac{U_{k1}}{U_{k2}} = \frac{U_{k2}}{U_{k3}} = \frac{U_{k3}}{U_{k4}} = const :$$

$$U_{k2} = \sqrt[3]{U_{k1}^2} ; \quad U_{k3} = \sqrt[3]{U_{k1}} . \quad (6.18)$$

При этом передаточное число 4-й ступени выбирается в соответствии со схемой коробки передач:  $U_K^B = U_{K4} = 1,0$  – для трехвальной коробки передач;  $U_K^B = U_{K4} = 0,94...0,96$  – для двухвальной коробки передач. Передаточное число 5-й ступени выбирается в интервале  $0,7...0,8$ .

Для пятиступенчатой с  $U_{k5}^a$  передаточные числа промежуточных передач могут быть определены по формулам:

$$U_{k2} = \sqrt[4]{U_{k1}^3} ; \quad U_{k3} = \sqrt[4]{U_{k1}^2} ; \quad U_{k4} = \sqrt[4]{U_{k1}} ; \quad U_{k5} = 1 . \quad (6.19)$$

На практике отношения  $U_{k1}/U_{k2}$ ;  $U_{k2}/U_{k3}$ ;  $U_{k3}/U_{k4}$  не всегда одинаковы. Поэтому при проектировании коробок передач используют значения этих отношений применительно к типу автомобиля и согласно существующим тенденциям.

## 6.6. Анализ тягово-скоростных свойств автомобиля

**6.6.1. Анализ тягово-скоростных свойств автомобиля** проводится в зависимости от линейной скорости  $V_A$ . Значение скоростей движения автомобиля на соответствующей передаче определяется с помощью формулы

$$V_{a1} = \frac{\omega_e r_k}{U_{K1} U_{ГЛ}} . \quad (6.20)$$

Значение радиуса качения  $r_k$  принимается равным статическому радиусу  $r_{cm}$  (см. формулу (6.4)). Результаты расчета скорости движения вносятся в табл. 6.2.

### 6.6.2. Тяговую силу определяем по формуле

$$F_K = \frac{Me U_K U_{ГЛ} \eta_T}{r_D} . \quad (6.21)$$

Далее производим аналогичный расчет для всех ступеней коробки передач с подстановкой соответствующих передаточных чисел. Значение динамического радиуса  $r_D$  принимается равным статическому радиусу  $r_{cm}$ .

Определение сил сопротивления движению:

$$F_{\Sigma} = F_B + F_{\psi v}, \quad (6.22)$$

где  $F_{\psi} = m_a g \psi_V$  – сила дорожного сопротивления;  $\psi_v = f_v$  или  $\psi_v = f_v + i_g$  – коэффициент дорожного сопротивления;  $f_v = f_{\kappa} (1 + 5 \times 10^{-4} V^2)$  – коэффициент сопротивления качению (6.23) в зависимости от текущего значения скорости на 4-й передаче;  $F_B = \kappa_B A_a V_a^2$  – сила аэродинамического сопротивления на 4-й передаче. (6.24)

Расчетные данные сводим в табл. 6.2.

Таблица 6.2

Форма таблицы для анализа тягово-скоростных свойств автомобиля

Степень коробки передач	$\omega_e, c^{-1}$	$\omega_{\min}$					$\omega_N$	$\omega_V$
1-я ступень коробки передач;  $\delta_{j1}$	$M_e, нм$							
	$V_{A1}, м/с$							
	$F_{\kappa 1}, н$							
	$F_{\psi 1}, н$							
	$F_{g^1}, н$							
	$F_{\psi 1} + F_{g^1}, н$							
	$D_1$							
	$j_{p1}, м/с^2$ $1/j_{p1}, c^2/м$							
2-я ступень коробки передач;  $\delta_{j2}$	$V_{A2}, м/с$							
	$F_{\kappa 2}, н$							
	$F_{\psi 2}, н$							
	$F_{g^2}, н$							
	$D_2$							
	$F_{\psi 2} + F_{g^2}, н$							
	$j_{p2}, м/с^2$ $1/j_{p2}, c^2/м$							
	3-я ступень коробки передач;  $\delta_{j3}$ И т. д.	$V_{A3}, м/с$						
$F_{\kappa 3}, н$								
$F_{\psi 3}, н$								
$F_{g^3}, н$								
$D_3$								
$F_{\psi 3} + F_{g^3}, н$								
$j_{p3}, м/с^2$ $1/j_{p3}, c^2/м$								

По данным табл. 6.2 строим график тягового баланса автомобиля (рис. 6.2).

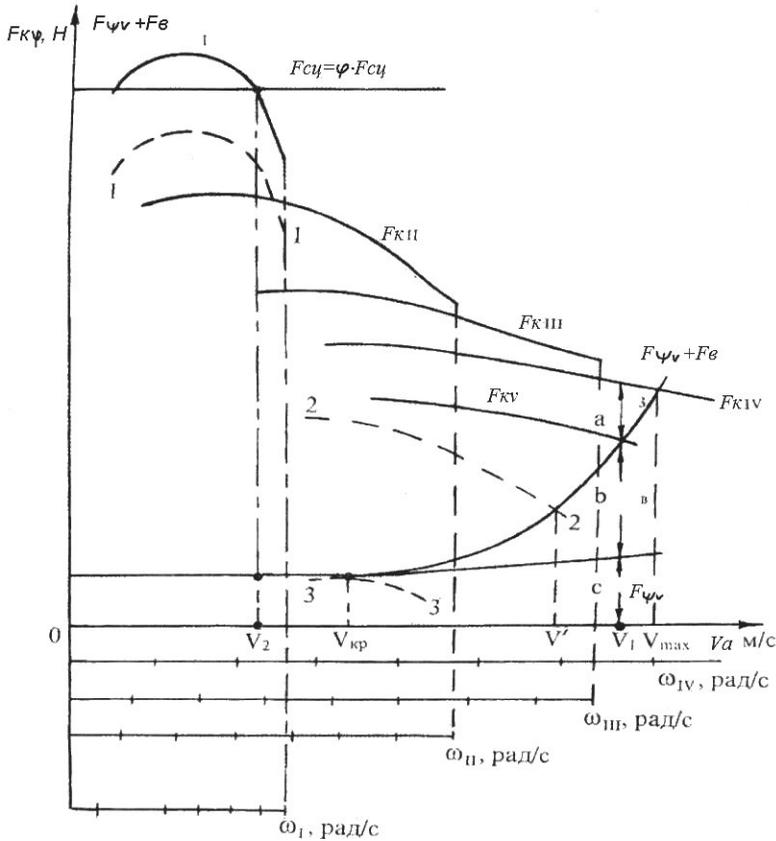


Рис. 6.2. График тягового баланса автомобиля

### 6.6.3. Определение динамического фактора

$$D = \frac{F_K - F_B}{m_d g} \quad (6.25)$$

Полученные данные динамического фактора вносим в табл. 6.2 и по ним строим динамическую характеристику автомобиля (рис. 6.3). На динамическую характеристику наносим кривую зависимости коэффициента дорожного сопротивления от скорости:

$$\psi_v = f_v = f_k (1 + 5 \times 10^{-4} V^2) \text{ или } \psi_v = f_v + i_e.$$

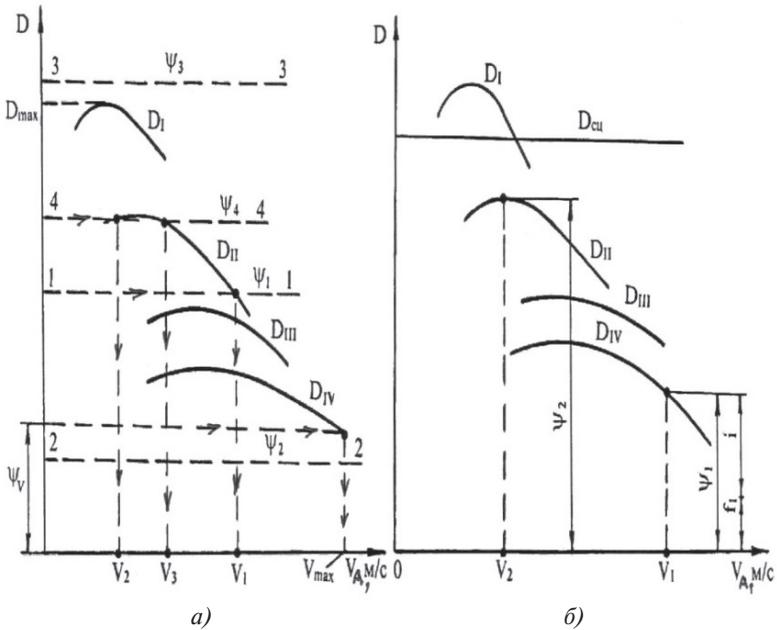


Рис. 6.3. Динамическая характеристика автомобиля:  
 а) определение скорости  $V_A$  по заданному значению  $\psi$ ;  
 б) определение  $\psi$  по заданному значению  $V_A$

#### 6.6.4. Определение ускорения разгона автомобиля

$$j_a = \frac{D - \psi_V}{\delta_j} g, \text{ м/с}^2, \quad (6.26)$$

где  $\psi_V$  — значение коэффициента дорожного сопротивления для каждого из значений скорости движения автомобиля;  $\delta_j$  — коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс автомобиля, который определяется по формуле  $\delta_j = \left(1 + \frac{I_d U_T^2 \eta_T}{r_d r_k m_A} + \frac{\Sigma I_k}{r_d r_k m_A}\right)$  или по упрощенной зависимости  $\delta_j = (1,04...1,06) + (0,04...0,06)U_k^2$ .

Подставляя  $D$ ,  $\psi_V$ ,  $\delta_j$  в формулу (6.25), получим значения ускорений, которые вносим в табл. 6.2. По данным таблицы строим характеристику ускорений разгона автомобиля на всех передачах (рис. 6.4).

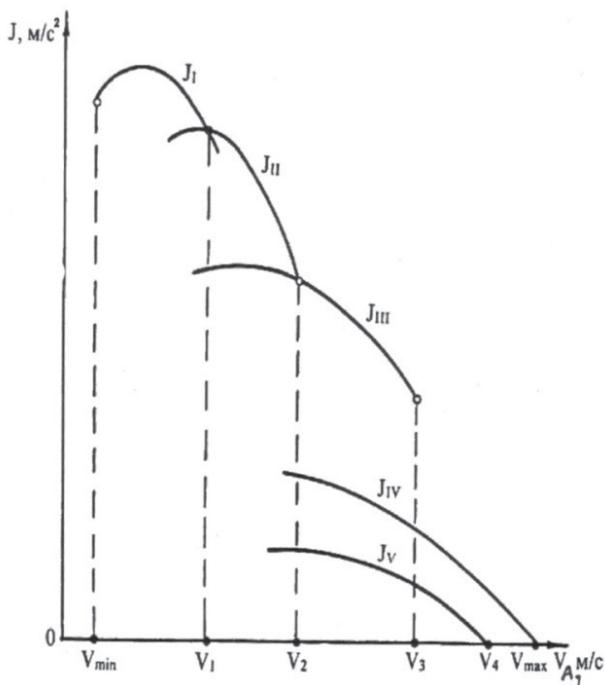


Рис. 6.4. График ускорений автомобиля при разгоне с максимальной интенсивностью

### 6.6.5. Определение величины, обратной ускорению разгона автомобиля $\frac{1}{j_a}$

Для определения времени разгона автомобиля до заданной скорости, например до 100 км/ч или до скорости  $0,9V_{max}$ , находим величину, обратную ускорению разгона  $1/j_a$ , и строим график зависимости обратных ускорений от скорости (рис. 6.5).

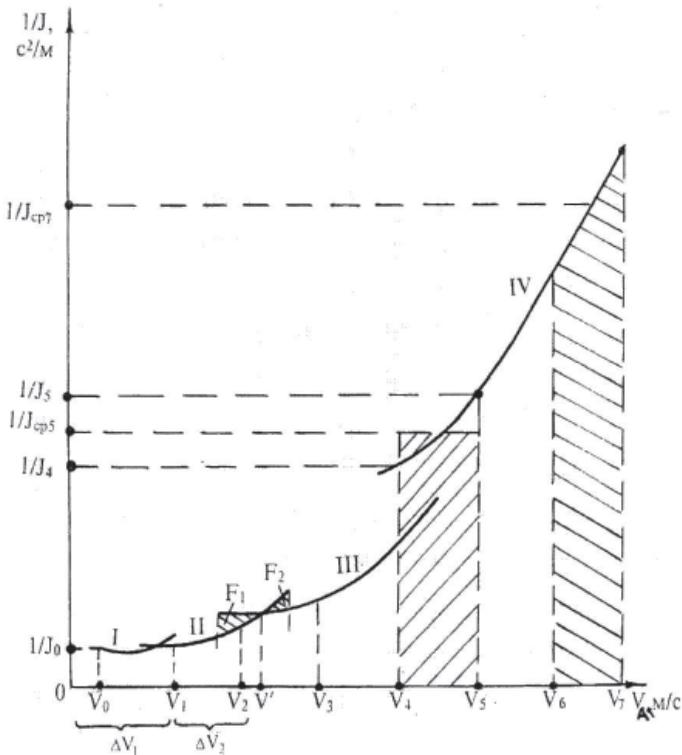


Рис. 6.5. График обратных ускорений

### 6.6.6. Определение времени разгона автомобиля до заданной скорости

В параграфе 2.13.2 был рассмотрен вариант определения времени разгона автомобиля с помощью графика ускорений. Здесь будет рассмотрен вариант определения времени разгона с использованием графика зависимости обратных ускорений от скорости:  $1/j_A = f(V_A)$ , представленного на рис. 6.5.

При определении времени разгона автомобиля до заданной скорости воспользуемся графиком обратных ускорений (рис. 6.5). Площади по кривой, прилегающие к оси скорости, разбиваем на простые геометрические фигуры: прямобочная трапеция, прямоугольник. Тогда время разгона от скорости  $V_0$  до скорости  $V_1$  найдем по формуле

$$t_{p1} = 0,5 \left( \frac{1}{j_0} + \frac{1}{j_1} \right) \Delta V_1. \quad (6.27)$$

Время разгона от скорости  $V_1$  до скорости  $V_2$  — по формуле

$$t_{p2} = 0,5 \left( \frac{1}{j_1} + \frac{1}{j_2} \right) \Delta V_2 \text{ и т. д.}$$

Здесь значения  $\frac{1}{j_0}, \frac{1}{j}$  — величина, обратная ускорению в начале и в конце отрезка скорости  $\Delta V_1 = V_1 - V_0$ ;  $\frac{1}{j_1}, \frac{1}{j_2}$  — величина, обратная ускорению в начале и в конце отрезка скорости  $\Delta V_2 = V_2 - V_1$ ;  $\frac{1}{j_2}, \frac{1}{j_3}$  — величина, обратная ускорению в начале и в конце отрезка скорости  $\Delta V_3 = V_3 - V_2$  и т. д. (рис. 6.5).

Результаты расчетов заносим в табл. 6.3 и по этой таблице строим график зависимости времени разгона автомобиля от скорости (рис. 6.6).

Форма таблицы для времени разгона

Таблица 6.3

$V, \text{м/с}$	$V_0$	$V_1$	$V_2$	$V_3$	$V_4$	$V_5$	$V_6$	$0,9V_{\text{max}}$
$\Delta V, \text{м/с}$	0	$\Delta V_1$	$\Delta V_2$	$\Delta V_3$	$\Delta V_4$	$\Delta V_5$	$\Delta V_6$	$V_7$
$1/j, \text{с}^2/\text{м}$	$1/j_0$	$1/j_1$	$1/j_2$	$1/j_3$	$1/j_4$	$1/j_5$	$1/j_6$	$1/j_7$
$t_{p,c}$	0	$t_{p1}$	$t_{p2}$	$t_{p3}$	$t_{p4}$	$t_{p5}$	$t_{p6}$	$t_{p7}$
$\Sigma t_p$	0	$t_{p1}$	$t_{p1} + t_{p2}$	$t_{p1} + t_{p2} + t_{p3}$	$t_{p1} + t_{p2} + t_{p3} + t_{p4}$	И т. д.		

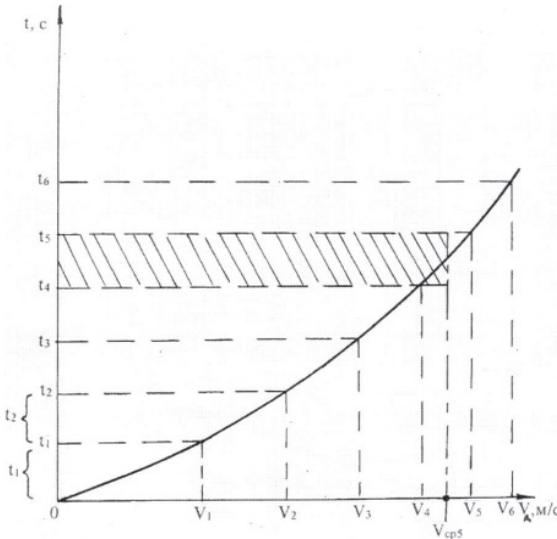


Рис. 6.6. График времени разгона автомобиля

### 6.6.7. Определение пути разгона

При определении пути разгона автомобиля до заданной скорости или до скорости  $0,9V_{max}$  воспользуемся графиком времени разгона (рис. 6.6). Путь разгона от  $V_{min} = V_0$  до  $V_1$  вычислим по формуле

$$S_{p1} = 0,5(V_0 + V_1)t_1, \quad (6.28)$$

где  $V_0 = V_{min}$  и  $V_1$  — значение скоростей на границах 1-го участка (рис. 6.6);  $t_1$  — время разгона на участке от  $V_0 = V_{min}$  до  $V_1$  (рис. 6.6).

Путь разгона от  $V_1$  до  $V_2$  определим по формуле  $S_{p1} = 0,5(V_1 + V_2)t_2$  и т. д.

Далее, суммируя последовательно  $(S_{p1} + S_{p2})$ ,  $(S_{p1} + S_{p2} + S_{p3})$ ,  $(S_{p1} + S_{p2} + S_{p3} + S_{p4})$  и т. д., определяем время разгона автомобиля от скорости  $V_0 = V_{min}$  до заданной скорости. Результаты расчетов вносим в табл. 6.4 и по ней строим график зависимости пути разгона от скорости (рис. 6.7)

Таблица 6.4

Форма таблицы для определения пути разгона

$V, \text{ м/с}$	$V_0$	$V_1$	$V_2$	$V_3$	$V_4$	$V_5$	$V_6$
$t_p, \text{ с}$	0	$t_1$	$t_2$	$t_3$	$t_4$	$t_5$	$t_6$
$S_p, \text{ с}$	0	$S_{p1}$	$S_{p2}$	$S_{p3}$	$S_{p4}$	$S_{p5}$	$S_{p6}$
$\Sigma S_p, \text{ с}$	0	$S_{p1}$	$(S_{p1} + S_{p2})$	$(S_{p1} + S_{p2} + S_{p3})$	$(S_{p1} + S_{p2} + S_{p3} + S_{p4})$	И т. д.	И т. д.

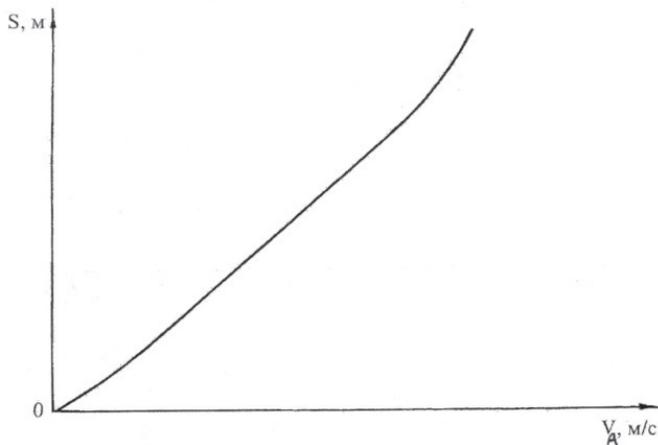


Рис. 6.7. Путь разгона автомобиля

## 6.7. Мощностной баланс автомобиля

**6.7.1. При определении мощностного баланса автомобиля** используем данные о внешней скоростной характеристике двигателя (табл. 6.1 и рис. 6.1) и тяговом балансе автомобиля (табл. 6.2 и рис. 6.2). Мощность на ведущих колесах определяется по формуле

$$N_k = N_e \eta_T, \text{ Вт}, \quad (6.29)$$

где  $\eta_T$  – КПД трансмиссии, определяемый по формуле (6.5).

**6.7.2. Мощность, затрачиваемая на преодоление дорожного сопротивления,** определяется по формуле

$$N_{\psi_v} = m_a \cdot \psi_v \cdot V_a^3, \text{ Вт}, \quad (6.30)$$

где  $\psi_v = f_v$  или  $\psi_v = f_v + i_a$  – коэффициент дорожного сопротивления;  $f_v = f_k(1 + 5 \times 10^{-4} V^2)$  – коэффициент сопротивления качению.

**6.7.3. Мощность, затрачиваемую на преодоление силы сопротивления воздуха,** определим по формуле

$$N_{\dot{a}} = \hat{E}_{\dot{a}} \cdot \dot{A}_{\dot{a}} \cdot V_{\dot{a}}^3. \quad (6.31)$$

Суммируя и поделив на  $1000 \eta_T$  приводим мощность, затраченную на преодоление сопротивлений движению, к коленчатому валу двигателя:

$$N_{\psi_v} + N_{\dot{a}} / 1000 \eta_T, \text{ кВт}. \quad (6.32)$$

Из табл. 6.1 и 6.2 переносим в табл. 6.5 значения  $\omega_e$ ,  $N_e$  и  $V_a$ . В эту же таблицу в соответствующие клетки вносим значения мощности  $N_k, N_{\psi_v}, N_e$ , подсчитанные по формулам: (6.29)...(6.31). По данной таблице строим график мощностного баланса (рис. 6.8).

Таблица 6.5

*Форма таблицы для мощностного баланса*

$\omega_e, \text{ рад/с}$	$\omega_{min}$						$\omega_N$	$\omega_V$
$N_e, \text{ кВт}$							$N_{emax}$	$N_V$
$N_k, \text{ кВт}$								
1-я ступень	$V_{a1}, \text{ м/с}$							
2-я ступень	$V_{a2}, \text{ м/с}$							
3-я ступень	$V_{a3}, \text{ м/с}$							

4-я ступень	$V_{a4}, \text{M/c}$								$V_{max}$
	$N_o, \text{Bm}$								
	$N_{yn}, \text{Bm}$								
	$\frac{N_{yn} + N_a}{1000\eta_o},$ $\text{кВт}$								

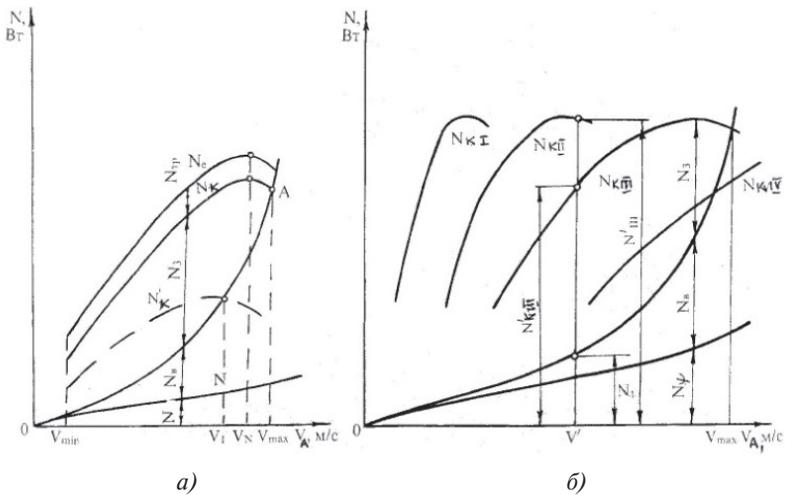


Рис. 6.8. Графики мощностного баланса:  
 а) на 4-й передаче; б) на всех передачах

**Вопросы для самоконтроля**

1. Как определяется расчетная полная масса автомобиля?
2. Какое численное значение выбирается КПД?
3. Каким образом подбираются шины для автомобиля: тип, размер?
4. Как рассчитывается мощность двигателя при максимальной скорости движения автомобиля?
5. Как рассчитываются мощность и крутящий момент двигателя и их максимальное значение?

6. Как определяются передаточные числа главной передачи и коробки передач?
7. Как рассчитываются тяговые силы, динамический фактор, ускорение, время и путь разгона автомобиля?
8. Что такое графики тягового и мощностного баланса; динамическая характеристика автомобиля?

## 7. УПРАВЛЯЕМОСТЬ, ПОВОРАЧИВАЕМОСТЬ И МАНЕВРЕННОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

### 7.1. Понятия и условия управляемости

Управляемость – это свойство управляемого водителем автомобиля сохранять в процессе движения заданное направление движения или изменять его в соответствии с воздействием на рулевое управление.

Автомобили производят поворот за счет поворота управляемых, как правило, передних колес. На рис. 7.1 изображена схема сил, действующих на автомобиль с передними управляемыми колесами по круговой траектории малого радиуса с задними (а) и передними (б) ведущими колесами.

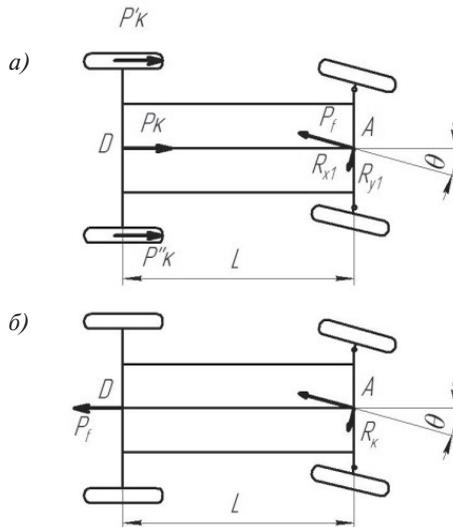


Рис. 7.1. Схема поворота автомобиля:

а) с задними ведущими колесами; б) с передними ведущими колесами

Разложим реакцию  $R_{x1}$  по осям на составляющие  $P_f$  и  $R_{y1}$ , направленные вдоль и перпендикулярно к плоскости колеса. Составляющая  $P_f$  определяется моментом сопротивления качению:  $P_f = M_f/r_d$  и/или  $P_f = R_{z1} \cdot f$ . Соответственно, сила тяги на ведущих колесах при равномерном движении на повороте найдется из выражения:  $P_K = R_{x1} = P_f / \cos\theta$ .

Из рассмотрения суммы моментов относительно точки  $D$  видим, что сила  $P_f$  создает момент сопротивления повороту, а реакция  $R_{y1}$

создает поворачивающий момент, который при равномерном движении равен моменту сопротивления повороту:

$$R_{y1}L \cos \theta = P_f L \sin \theta.$$

Поскольку значение  $R_{x1}$  ограничено сцеплением, т. е.  $R_{x1}^{\max} = \varphi R_{z1}$ , а  $R_{y1} = R_{x1} \sin \theta$ , то в предельном случае

$$\varphi \cdot R_{z1} \cdot \cos \theta = \frac{M_f}{r_a}.$$

И если имеет место только сопротивление качению колес, то условие управляемости запишется в виде:

$$\varphi \geq f \cdot \cos \theta. \quad (7.1)$$

Из этого условия следует, что поворот автомобиля будет осуществляться в том случае, если коэффициент сопротивления качению будет меньше, чем произведение коэффициента сцепления на косинус угла поворота управляемых колес.

Максимальные углы поворота управляемых колес составляют  $\theta = 35 \dots 45^\circ$ ; коэффициент сцепления  $\varphi$  на твердом и сухом покрытиях во много раз превышает коэффициент сопротивления качению  $f$ . Поэтому управляемость автомобиля в указанных дорожных условиях обеспечивается всегда. Однако на мягких и скользких покрытиях различие между  $\varphi$  и  $f$  сокращается, вследствие чего управляемость автомобиля может ухудшиться. Особенно это заметно при торможении, когда сила сопротивления качению суммируется с силой торможения. Так, при блокировании управляемых колес в процессе торможения управляемость автомобилем теряется полностью.

При рассмотрении поворота автомобиля с передними ведущими колесами (рис. 7.1, б) поворачивающий момент создает не боковая реакция, как это имело место на автомобиле с передними управляемыми ведомыми колесами (рис. 7.1, а), а сила тяги:

$$M_i = P_k L \sin \theta. \quad (7.2)$$

Поэтому у автомобилей с передними ведущими и управляемыми колесами этот момент будет иметь место всегда, если ведущие колеса создают силу тяги.

Этим объясняется, что такие автомобили обладают лучшей управляемостью, чем автомобили с передними управляемыми ведомыми колесами, особенно при движении по скользким дорогам, когда боковые реакции дороги ограничиваются сцеплением.

## 7.2. Поворот автомобиля.

### Силы, действующие на автомобиль на повороте

Основными параметрами, характеризующими поворот автомобиля, являются радиус поворота и положение центра поворота. Центр поворота определяется как точка пересечения перпендикуляров, проведенных к векторам скоростей средних точек переднего и заднего мостов автомобиля. Чтобы вектора скоростей всех колес совпадали с плоскостью их вращения, управляемые колеса должны поворачиваться так, чтобы перпендикуляры, проведенные к векторам их скоростей, пересекались в одной точке. Для этого надо, чтобы внутреннее колесо поворачивалось на угол больший, чем внешнее колесо, т. е.  $\theta_B > \theta_H$  (рис. 7.2). При этом угол поворота автомобиля определяется их полусуммой:

$$\Theta = \frac{\theta_H + \theta_B}{2}. \quad (7.3)$$

Для обеспечения условия качения колес без бокового скольжения на повороте необходимо выполнение условия:

$$\operatorname{ctg} \theta_H - \operatorname{ctg} \theta_B = \frac{l_0}{L}, \quad (7.4)$$

где  $l_0$  — расстояние между осями шкворней или осями поворота управляемых колес;  $L$  — база автомобиля.

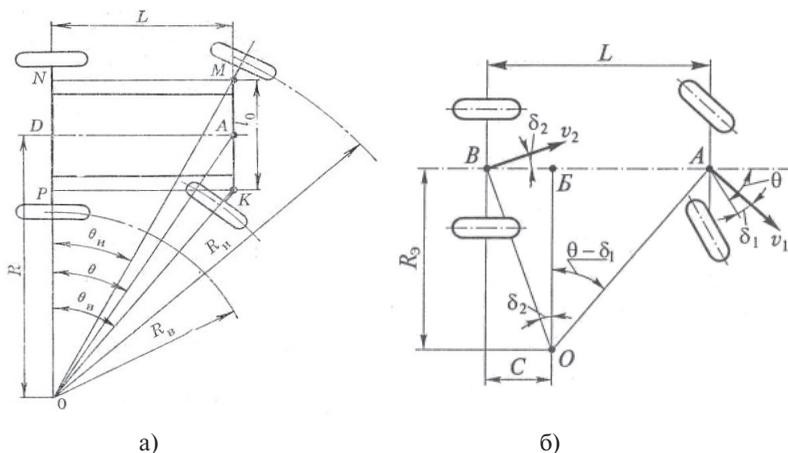


Рис. 7.2. Схема поворота автомобиля при качении шин без бокового увода (а) и с боковым уводом (б)

Радиус поворота автомобиля с условно жесткими колесами определяется отношением:

$$R = \frac{L}{\operatorname{tg}\theta} \cong \frac{L}{\theta \text{ рад}}. \quad (7.5)$$

Радиус поворота и расположение центра поворота автомобиля с эластичными колесами, вследствие бокового увода шин, изменяются:

$$R_\delta = \frac{L}{\operatorname{tg}(\theta - \delta_1) + \operatorname{tg}\delta_2} \cong \frac{L}{\theta - \delta_1 + \delta_2}, \quad (7.6)$$

где  $\delta_1$  — угол увода передних колес;  $\delta_2$  — угол увода задних колес.

Из этого выражения следует, что радиус поворота зависит от угла поворота управляемых колес  $\theta$  и углов увода передних  $\delta_1$  и задних  $\delta_2$  колес. Расстояние смещения центра поворота вперед по ходу движения автомобиля определится из соотношения:

$$C = R_\delta \operatorname{tg}\delta_2 = \frac{L \cdot \operatorname{tg}\delta_2}{\operatorname{tg}(\theta - \delta_1) + \operatorname{tg}\delta_2} = \frac{L \cdot \delta_2}{\theta - \delta_1 + \delta_2}. \quad (7.7)$$

Радиус поворота по колее переднего наружного колеса, что всегда вносится в характеристику автомобиля, можно определить по формуле

$$R_{\text{нк}} = \frac{R_\delta + 0,5B}{\cos(\theta - \delta_1)}, \quad (7.8)$$

где  $B$  — колея передних колес.

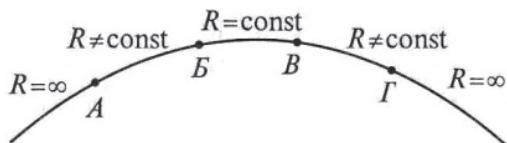
Процесс поворота автомобиля состоит из трех фаз (рис. 7.3):

- 1) вход в поворот (участок АБ);
- 2) поворот по траектории постоянного радиуса (участок БВ);
- 3) выход из поворота (участок ВГ).

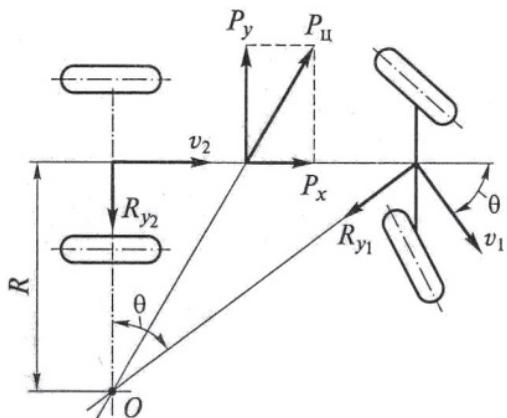
Основной силой, действующей на автомобиль при повороте, является поперечная составляющая  $P_y$  центробежной силы  $P_u$ , которая направлена перпендикулярно продольной оси автомобиля и представляет собой сумму:

$$P_y = P_y^1 + P_y^{11} + P_y^{111}, \quad (7.9)$$

где  $P_y^1$  — сила, пропорциональная квадрату скорости, действует в процессе всего поворота;  $P_y^{11}$  — сила, возникающая в результате изменения угла поворота управляемых колес, действует на входе и выходе из поворота;  $P_y^{111}$  — сила, возникающая только при изменении скорости движения, действует только при неравномерном движении на повороте.



a)



б)

Рис. 7.3. Поворот автомобиля: а) фазы поворота; б) силы, действующие на автомобиль при повороте

Сила  $P_y^1$  составляет около 90% от суммарной силы. Поэтому двумя другими составляющими обычно пренебрегают и при равномерном движении на повороте поперечную составляющую центробежной силы определяют по формуле

$$P_y = \frac{G_A V_A^2}{g R}. \quad (7.10)$$

Поперечные реакции, действующие на передних  $R_{y1}$  и задних  $R_{y2}$  осях автомобиля, пропорциональны нагрузкам на колеса:

$$R_{y1} = \frac{G_1 V_A^2}{g R} \text{ и } R_{y2} = \frac{G_2 V_A^2}{g R}. \quad (7.10')$$

### 7.3. Боковой увод шин

Автомобильное колесо обладает радиальной, тангенциальной и боковой эластичностью и соответствующей жесткостью. Управляемость в значительной степени зависит от боковой эластичности. Если на катящееся колесо действует боковая сила, то траектория качения эластичного колеса отклонится от плоскости колеса на угол, называемый углом увода. Сущность происходящих процессов иллюстрирует рис. 7.4.

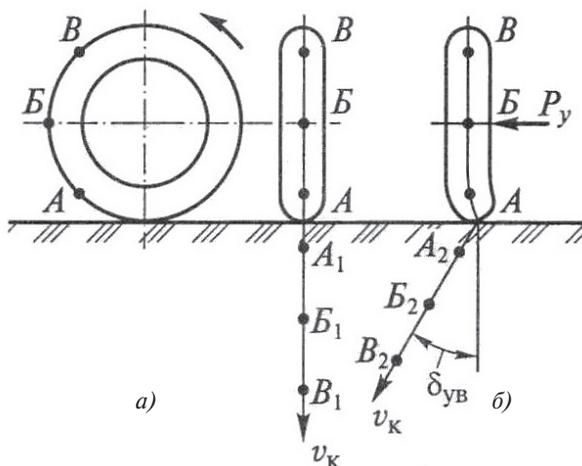


Рис. 7.4. Качение колеса при отсутствии бокового увода (а) и с боковым уводом (б): точки А, В, В; А<sub>1</sub>, В<sub>1</sub>, В<sub>1</sub>; А<sub>2</sub>, В<sub>2</sub>, В<sub>2</sub> – характерные точки на окружности колеса

Отношение боковой силы к углу увода, определенное на линейном участке (рис. 7.5), называется коэффициентом сопротивления уводу:

$$k_{y\sigma} = \frac{P_y}{\delta}. \quad (7.11)$$

Коэффициент сопротивления уводу зависит от следующих факторов:

- размеров и конструкции колеса;
- давления в шинах (рис. 7.6);
- нагрузки на колесо (рис. 7.6);
- углов установки колеса.

Ориентировочно коэффициент сопротивления уводу  $k_{y\sigma}$  может быть определен по следующей формуле

$$k_{y\sigma} = 500B_0(d + 2B_0)(p_{иц} + 1), \quad (7.12)$$

где  $B_0$  и  $d$  – ширина и диаметр обода колеса;  $p_{ш}$  – давление воздуха в шине.

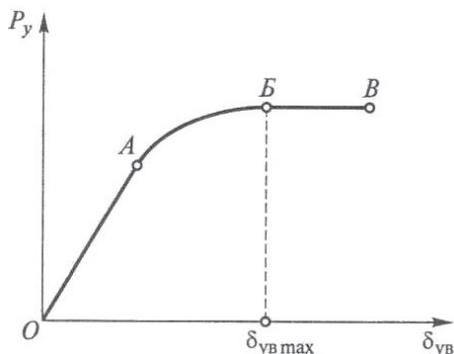


Рис. 7.5. Зависимость угла увода колеса от поперечной силы:  
А, Б, В – характерные точки

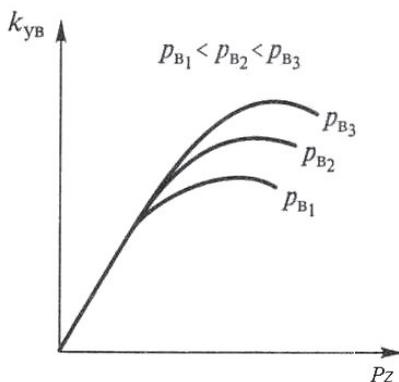


Рис. 7.6. Зависимость коэффициента сопротивления боковому уводу от вертикальной нагрузки на колесо и давления воздуха в шине:

$p_{б1}, p_{б2}, p_{б3}$  – значения давления воздуха в шине

Коэффициент сопротивления уводу  $k_{yб}$  у шин легковых автомобилей составляет 15...40 кН/рад, у грузовых автомобилей – 60...120 кН/рад.

Кривая бокового увода имеет три характерные области:

- 1) отрезок ОА – чистый боковой увод только за счет упругой деформации шины;
- 2) отрезок АБ – переходной режим, когда наряду с упругим уводом имеет место боковое скольжение колеса;
- 3) отрезок БВ – увод неограниченно возрастает без увеличения боковой силы, боковое скольжение колеса.

## 7.4. Стабилизация управляемых колес

При движении силы, действующие на автомобиль, стремятся отклонить управляемые колеса от положения, соответствующего прямолинейному движению. Чтобы не допустить поворота управляемых колес под действием возмущающих сил, управляемые колеса должны обладать стабилизацией.

Стабилизацией называется свойство управляемых колес сохранять положение, соответствующее прямолинейному движению, и автоматически возвращаться в это положение после поворота.

На автомобилях стабилизация управляемых колес обеспечивается наклоном шкворня или оси поворота в поперечной и продольной плоскостях и упругими свойствами пневматической шины, которые создают соответственно весовой, скоростной и упругий стабилизирующие моменты.

*Весовой стабилизирующий* момент возникает вследствие поперечного наклона шкворня или оси поворота управляемого колеса (рис. 7.7,а). Поперечный наклон шкворня на угол  $\beta_{ш}$  при повороте колеса вызывает подъем передней части автомобиля на высоту  $h'$ . В такой ситуации масса стремится вернуть управляемые колеса в положение прямолинейного движения.

Этот момент не зависит от скорости движения или от сцепления колес с дорогой. У автомобилей угол поперечного наклона шкворня (оси поворота) управляемого колеса составляет  $5...10^\circ$ ; увеличение угла вызывает повышение сопротивления повороту.

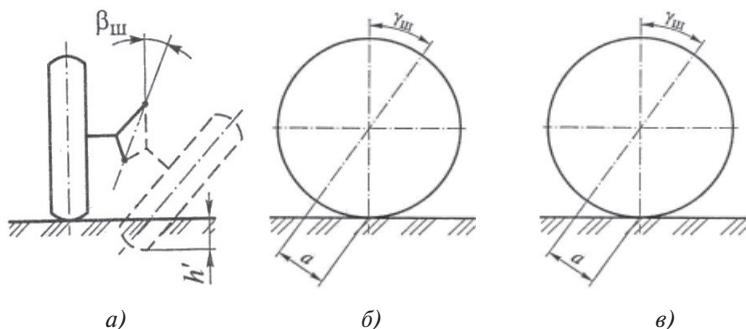


Рис. 7.7. Поперечный (а) и продольный (б) наклон шкворня (оси поворота) управляемого колеса и схема возникновения упругого стабилизирующего момента шины (в)

Весовой стабилизирующий момент приближенно может быть рассчитан по формуле

$$M_{\text{в.стаб}} = G_k \cdot l_{\text{о}} \cdot \sin \beta_{\text{о}} \sin \theta, \quad (7.13)$$

где  $G_k$  — нагрузка на колесо;  $l_c$  — длина поворотной цапфы;  $\theta$  — угол поворота колеса.

*Скоростной стабилизирующий момент* создается за счет продольного наклона шкворня (рис. 7.7,б). Продольный наклон шкворня на угол  $\gamma_{ш}$  создает плечо «а» для действия реакций дороги, возникающих в пятне контакта при повороте. Эти реакции способствуют возвращению управляемых колес в положение прямолинейного движения.

Обычно боковые реакции возникают от действия центробежной силы, которая пропорциональна квадрату скорости. Поэтому и скоростной стабилизирующий момент изменяется пропорционально квадрату скорости. Угол продольного наклона оси шкворня (оси поворота) на автомобилях составляет  $\gamma_{ш} = 0...3,5^\circ$ . При увеличении угла повышается стабилизация, но усложняются сам поворот и условия работы водителя.

Скоростной стабилизирующий момент может быть определен по формуле

$$M_{ск} = R_y \cdot a = R_y \cdot r_d \cdot \sin \gamma_{ш}. \quad (7.14)$$

*Упругий стабилизирующий момент* шины создается при повороте управляемого колеса вследствие смещения результирующей боковых сил (рис. 7.7,в). Упругий стабилизирующий момент, создаваемый шиной, может быть определен из выражения:

$$M_{cy} = P_b \cdot b, \quad (7.15)$$

где  $P_b$  — результирующая боковая сила на колесе;  $b$  — плечо действия силы.

Этот момент на легковых автомобилях может составлять большие значения, т. к. их скорости движения и эластичность шин выше, чем у грузовых автомобилей. Он может достигать значений около 200...250 Нм при углах увода колес 4...5°. Поэтому при эластичных колесах продольный наклон шкворня (оси поворота) делают нулевым, чтобы не усложнять управление автомобилем.

## 7.5. Поворачиваемость автомобиля

Выше были определены значения радиусов поворота автомобилей с жесткими колесами  $R = \frac{L}{\operatorname{tg} \theta} \cong \frac{L}{\theta \operatorname{рад}}$  и с эластичными колесами, обладающими свойством бокового увода

$R_\delta = \frac{L}{\operatorname{tg}(\theta - \delta_1) + \operatorname{tg} \delta_2} \cong \frac{L}{\theta - \delta_1 + \delta_2}$ . В зависимости от соотношения

углов увода передних  $\delta_1$  и задних  $\delta_2$  колес, автомобиля могут иметь различную поворачиваемость.

*Нейтральная поворачиваемость* (рис. 7.8) характеризуется тем, что углы увода передних и задних колес одинаковы:  $\delta_1 = \delta_2$ , соответственно и радиусы поворота равны:  $R = R_\delta$  (на рис. 7.8–7.10 радиус имеет обозначение  $R_\delta = R_\rho$ ), но траектории не совпадают, так как центры поворота  $O$  и  $O_1$  находятся в разных точках (рис. 7.7).

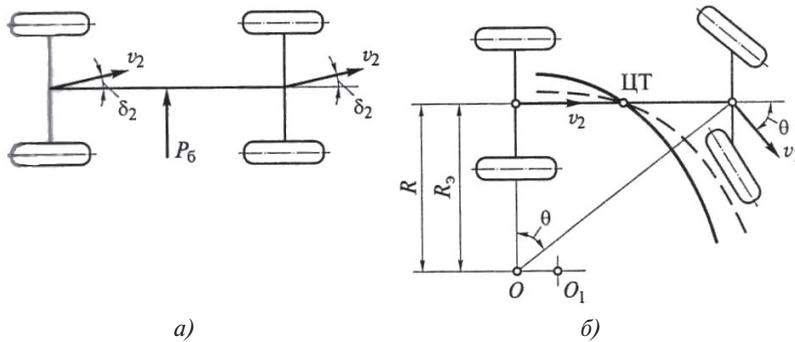


Рис. 7.8. Схема поворота автомобиля с нейтральной поворачиваемостью

*Недостаточная поворачиваемость* характеризуется тем, что угол увода передних колес больше угла увода задних колес (рис. 7.9), т. е.  $\delta_1 > \delta_2$  и соответственно  $R < R_\delta$  (радиус имеет обозначение  $R_\delta = R_\rho$ ). Для движения автомобиля с недостаточной поворачиваемостью по траектории заданного радиуса необходимо управляемые колеса повернуть на больший угол.

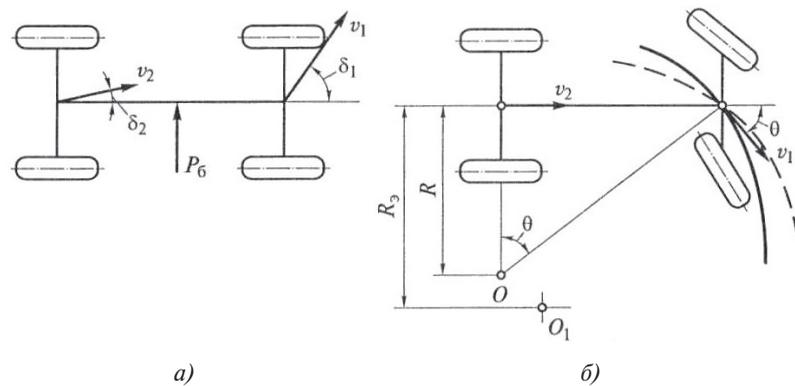


Рис. 7.9. Схема поворота автомобиля с недостаточной поворачиваемостью

*Избыточная (излишняя) поворачиваемость* (рис. 7.10) характеризуется тем, что угол увода передних колес меньше угла увода задних колес, т. е.  $\delta_1 < \delta_2$  и соответственно  $R > R_g$ . Для движения автомобиля с избыточной поворачиваемостью по траектории заданного радиуса необходимо управляемые колеса повернуть на меньший угол, чем при жестких колесах. При этом если не корректировать угол поворота управляемых колес, то автомобиль начинает двигаться по кривой с непрерывно уменьшающимся радиусом, что может привести к боковому заносу. Такой автомобиль более опасен в движении, чем автомобиль с недостаточной поворачиваемостью, но управлять таким автомобилем легче, т. к. он поворачивает на больший угол по сравнению с заданным управляемым колесам.

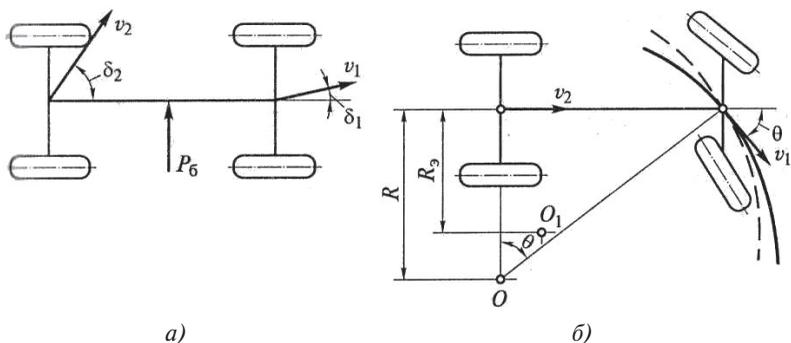


Рис. 7.10. Схема поворота автомобиля с избыточной поворачиваемостью

## 7.6. Маневренность автомобиля

*Маневренность характеризует способность автомобиля изменять заданным образом свое положение на ограниченной площади в условиях, требующих движения по траектории большой кривизны, в том числе задним ходом.*

От маневренности автомобилей различного типа зависят размеры площадок в местах погрузки и выгрузки, а зачастую и затраты времени на выполнение этих операций, требуемая ширина проездов в гаражах, на площадках для парковки и в зонах обслуживания.

Основными показателями маневренности являются (рис. 7.11) минимальный радиус поворота по колее внешнего колеса  $R_{min}$ , внутренний  $R_a$  и наружный  $R_n$ , габаритные радиусы поворота, минимальный радиус внутреннего заднего колеса  $R_{ак}$ , поворотная ширина по колее колес  $b_n$  и поворотная ширина автомобиля (коридора)  $b_k$ .

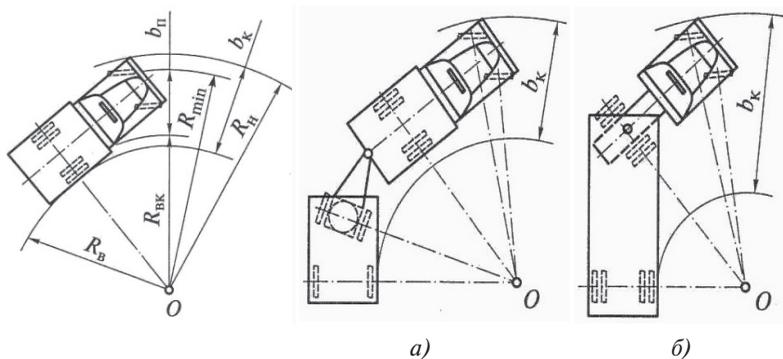


Рис. 7.11. Показатели маневренности автомобиля (а) и маневренность автопоезда (б)

Минимальный радиус поворота представляет собой расстояние от центра поворота до оси колеи переднего наружного управляемого колеса при максимальном угле поворота. Этот радиус указывается в технической характеристике автомобиля. Его вычисляют по формуле

$$R_{\min} = \frac{L}{\sin \theta_{\max}^n}. \quad (7.16)$$

Внутренними и наружными габаритными радиусами ( $R_g$  и  $R_n$ ) называют расстояния от центра поворота до ближайшей и наиболее удаленной точек автомобиля при максимальном угле поворота управляемых колес.

Поворотная ширина по колее колес – это разность между минимальными радиусами поворота переднего наружного и заднего внутреннего колес. Эта характеристика определяет минимальную необходимую ширину проезжей части твердого покрытия дороги:

$$b_n = R_{\min} - R_{BK}. \quad (7.17)$$

Поворотная ширина автомобиля (коридора)  $b_k$  представляет собой разность между наружным и внутренним габаритными радиусами поворота автомобиля:

$$b_k = R_n - R_g. \quad (7.18)$$

Этот параметр определяет минимальную ширину проездов или ширину полосы движения, необходимые при крутых поворотах, а также возможность движения в проездах заданных размеров и формы.

Маневренность автомобиля зависит от его параметров: габаритов, размеров колеи и базы, углов поворота управляемых колес, размеров свесов, конструкции сцепных устройств автопоездов, усилия на руле при повороте (наличия усилителя руля).

### **Вопросы для самоконтроля**

1. Что понимается под управляемостью автомобиля?
2. При каких условиях колесо, нагруженное продольной и боковой силами, катится без бокового скольжения?
3. Как записывается условие управляемости?
4. В чем физическая сущность явления бокового увода шин?
5. Как боковой увод шин влияет на кинематику поворота автомобиля?
6. Как определяется радиус поворота автомобиля при боковом уводе шин?
7. Каким должно быть соотношение между углами поворота внешнего и внутреннего колес?
8. Чем отличаются автомобили с нейтральной, недостаточной и излишней поворачиваемостью?
9. Как графическим методом анализируется маневренность автомобиля?
10. Какие параметры влияют на маневренность автомобиля?

## 8. УСТОЙЧИВОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

### 8.1. Понятия устойчивости и оценочные показатели

Устойчивость — это совокупность свойств, определяющих критические параметры по устойчивости движения и положения автомобиля. Устойчивость является важнейшим эксплуатационным свойством, от которого во многом зависит безопасность движения. Признаки потери устойчивости — скольжение колес и опрокидывание. В зависимости от направления скольжения или опрокидывания рассматривается устойчивость поперечная и продольная. Более вероятно нарушение поперечной устойчивости.

*Показатели поперечной устойчивости:*

- критическая скорость по боковому скольжению (заносу)  $V_{кр}^3$ ;
- критическая скорость по опрокидыванию  $V_{кр}^o$ ;
- критическая скорость по курсовой устойчивости  $V_{кр\omega}$ ;
- критический угол поперечного уклона дороги по боковому скольжению  $\beta_{кр}^3$ ;
- критический угол поперечного уклона дороги по опрокидыванию  $\beta_{кр}^o$ ;
- коэффициент поперечной устойчивости  $\eta_{ny} = \frac{B}{2h_q}$ .

### 8.2. Устойчивость автомобиля против бокового скольжения и опрокидывания при движении на повороте

Рассмотрим установившееся невозмущенное движение автомобиля на повороте с радиусом  $R$  и углом поперечного уклона  $\beta$  (рис. 8.1).

Радиусом поворота  $R$  будем считать расстояние от центра поворота до продольной оси автомобиля.

При движении автомобиля на вираже **условие устойчивости против бокового скольжения** запишется в следующем виде:

$$\Sigma P_y \leq \Sigma R_y, \quad (8.1)$$

где

$$\Sigma P_y = P_y \cos\beta - G_A \sin\beta; \quad (8.2)$$

$$\Sigma R_y = (G_A \cos\beta + P_y \sin\beta)\varphi_y, \quad (8.3)$$

здесь  $P_y$  — поперечная составляющая центробежной силы,

$$P_y = \frac{G_A V_A^2}{g R}, \quad (8.4)$$

$\varphi_y$  — коэффициент сцепления в поперечном направлении.

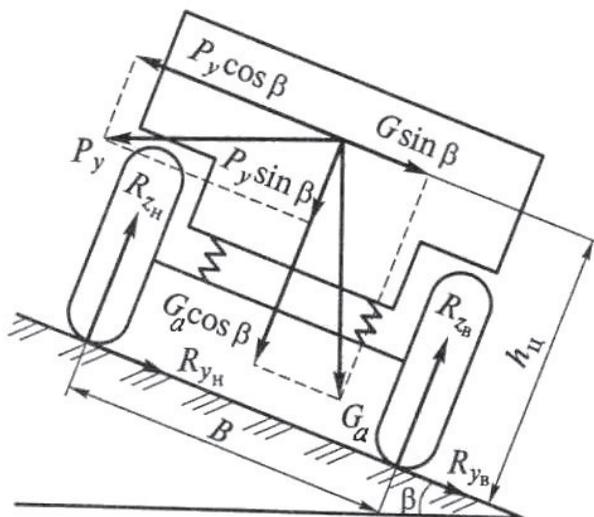


Рис. 8.1. Схема сил, действующих на автомобиль при движении на вираже

Подставив выражения (8.2) и (8.3) в неравенство (8.1) и решив относительно  $\operatorname{tg} \beta$ , находим условие движения автомобиля на вираже без бокового скольжения:

$$\operatorname{tg} \beta \geq \frac{P_y - \varphi_y G_A}{\varphi_y P_y + G_A}. \quad (8.5)$$

При прямолинейном движении на поперечном уклоне условие устойчивости против бокового скольжения вниз получим подстановкой в неравенство (8.5)  $P_y = 0$ :

$$\operatorname{tg} \beta \leq \varphi_y. \quad (8.6)$$

Подставим в неравенство (8.5) значение инерционной силы  $P_y = \frac{G_A V_A^2}{g R}$  и решим относительно критической скорости по боковому скольжению:

$$V_{кр}^3 = 3,6 \sqrt{\frac{(\varphi_y + \operatorname{tg} \beta) g R}{1 - \operatorname{tg} \beta \varphi_y}}, \text{ км/ч.} \quad (8.7)$$

Значение критической скорости зависит от кривизны траектории ( $R$ ), от коэффициента сцепления ( $\varphi_y$ ) и угла поперечного уклона дороги ( $\beta$ ). При условии  $1 - \operatorname{tg} \beta \varphi_y = 0$  значение критической скорости  $V_{кр}^3 \rightarrow \infty$ .

На дорогах, не имеющих вираж на поворотном участке, критическая скорость по боковому скольжению определится при условиях  $\beta = 0$  и  $\text{tg}\beta = 0$ :

$$V_{кр}^3 = 3,6\sqrt{gR\varphi_y}, \text{ км/ч.} \quad (8.8)$$

Воспользовавшись рис. 8.1, составим **условие устойчивости против опрокидывания** при движении на вираже: значение опрокидывающего момента  $M_o$  должно быть меньше восстанавливающего момента  $M_g$  или:

$$(P_y \cos \beta - G_A \sin \beta)h_u \leq (G_A \cos \beta + P_y \sin \beta)\frac{B}{2}, \quad (8.9)$$

где  $B$  – колея колес автомобиля;  $h_u$  – высота центра массы над опорной поверхностью.

Решаем относительно  $\text{tg}\beta$  и получаем условие устойчивости против опрокидывания:

$$\text{tg}\beta \geq \frac{P_y h_u - \frac{B}{2} G_A}{\frac{B}{2} P_y + h_u G_A}. \quad (8.10)$$

При прямолинейном движении по дороге с  $R \rightarrow \infty$  поперечная сила инерции равна нулю, т. е.  $P_y = 0$ . Тогда выражение (8.10) приобретает вид:

$$\text{tg}\beta \leq \frac{B}{2h_u} \text{ или } \text{tg}\beta \leq \eta_{ny}. \quad (8.11)$$

Подставим в неравенство (8.10) значение инерционной силы

$P_y = \frac{G_A V_A^2}{gR}$  и определим критическую скорость по опрокидыванию:

$$V_{кр}^o = 3,6\sqrt{\frac{(B + 2h_u \text{tg}\beta)gR}{2h_u - B \text{tg}\beta}}, \text{ км/ч.} \quad (8.12)$$

При установившемся движении по круговой траектории с постоянным радиусом  $R = \text{const}$  и  $\beta = 0$  критическую скорость по опрокидыванию определим по формуле

$$V_{кр}^o = 3,6\sqrt{\frac{B}{2h_u} gR} = 3,6\sqrt{\eta_{ny} gR}, \text{ км/ч.} \quad (8.13)$$

Сравнивая между собой значения критических скоростей

$V_{кр}^3 = 3,6\sqrt{gR\varphi_y}$  и  $V_{кр}^o = 3,6\sqrt{\frac{B}{2h_u} gR}$ , приходим к выводу, что с точ-

ки зрения безопасности движения необходимо обеспечить условие  $V_{кр}^3 < V_{кр}^o$ . Для легковых автомобилей это условие выполняется легко. Грузовые и специальные автомобили, имеющие высокое расположение центра массы, зачастую имеют значение  $V_{кр}^o < V_{кр}^3$ , что отрицательно сказывается на безопасности движения.

Полученные зависимости не учитывают эластичности шин и упругого элемента подвески, а следовательно, поперечного крена автомобиля. Угол крена кузова достигает  $8...10^\circ$ , что снижает критическую скорость по опрокидыванию на  $10...15\%$ .

### 8.3. Занос передних и задних колес

При движении автомобиля, особенно в условиях низкого сцепления колес с дорогой, нарушение поперечной устойчивости наступает в результате заноса передних или задних колес.

Чтобы колесо под действием продольной и поперечной сил двигалось без бокового скольжения, необходимо выполнение условия:

$$R_y \leq \sqrt{R_z^2 \varphi_x - R_x^2}. \quad (8.14)$$

Рассмотрим схемы движения автомобиля при заносе передних (рис. 8.2,а) и задних (рис. 8.2,б) колес. При появлении заноса передних колес со скоростью  $V'_3$  автомобиль начинает движение по круговой траектории с радиусом  $R$  вокруг точки  $O$ . Центр поворота находится на пересечении перпендикуляров к векторам скоростей  $V'_1$  и  $V_2$ . Тогда в центре массы автомобиля возникают центробежная сила  $P_u$  и ее поперечная составляющая  $P_y$ . Сила  $P_y$  направлена против вектора скорости  $V'_3$  и против направления скольжения колес. В результате занос передних колес автоматически прекращается. Иначе говоря, занос передних колес — самогасящийся.

При заносе задних колес поперечная сила  $P_y$  направлена в ту же сторону, что и вектор скорости  $V'_3$ , и усиливает его. Для устранения начавшегося заноса колес заднего моста необходимо повернуть управляемые колеса в сторону заноса (рис. 8.3). При этом центр поворота переместится на противоположную сторону автомобиля в точку  $O'$ . В результате такого действия сила  $P_y$  уменьшит свое влияние на занос, а при определенных углах поворота колес будет способствовать его гашению. После гашения заноса задних колес автомобиль выводят на прямолинейное направление движения.

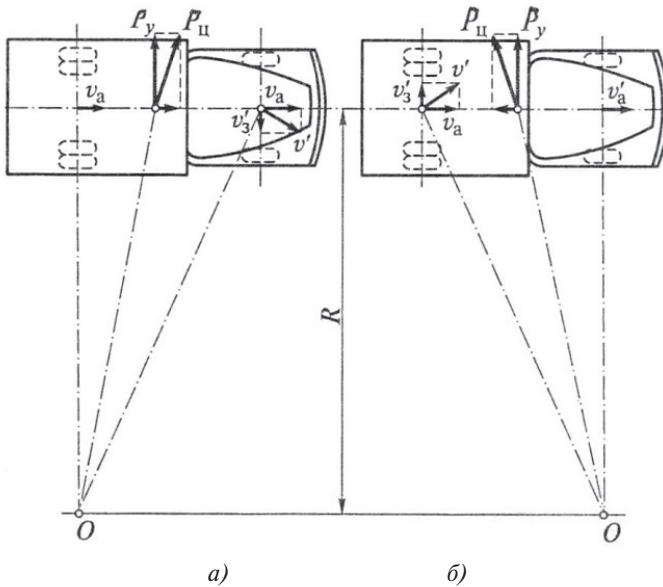


Рис. 8.2. Схема движения автомобиля при заносе передних (а) и задних (б) колес

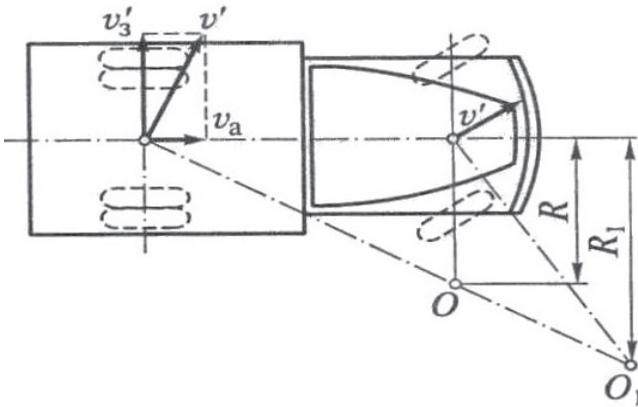


Рис. 8.3. Схема гашения заноса задних колес

В тяговом режиме более устойчивы против заноса переднеприводные автомобили. В тормозном режиме переднеприводной автомобиль в сравнении с другими компоновочными решениями более подвержен заносу задних колес, т. к. нагрузка на них уменьшается. Чтобы устранить занос при торможении, достаточно уменьшить тормозные силы.

### Вопросы для самоконтроля

1. Что понимается под устойчивостью автомобиля?
2. Какими измерителями оценивается курсовая и траекторная устойчивость?
3. Как ведет себя автомобиль при заносе передних и задних колес?
4. Какие силы действуют на автомобиль при движении на повороте?
5. Каково условие отсутствия заноса автомобиля при движении на повороте?
6. Каково условие отсутствия опрокидывания при движении на повороте?
7. Как определяется критическая скорость заноса на повороте?
8. Как определяется критическая скорость опрокидывания на повороте?
9. Что такое коэффициент поперечной устойчивости автомобиля?

## 9. ПЛАВНОСТЬ ХОДА

### 9.1. Понятия и измерители плавности хода

Плавность хода — это совокупность свойств, обеспечивающих ограничение в пределах установленных норм виброн нагруженности водителя, пассажиров, грузов и элементов шасси и кузова.

Нормы виброн нагруженности устанавливаются такими, чтобы на дорогах, для которых предназначен автомобиль, в диапазоне эксплуатационных скоростей вибрации водителя и пассажиров не вызывали у них неприятных ощущений и быстрой утомляемости, а вибрации груза и элементов шасси и кузова — их повреждений.

Основные источники возникновения вынужденных колебаний — взаимодействие колес с неровностями дороги, геометрическая и силовая неоднородность шин, неравномерность вращения колес.

Выступы и впадины, имеющие длины волн от 100 м до 10 см, условно называют микропрофилем дороги. Он является основным источником сил, вызывающих колебания автомобилей на подвеске. Мелкие неровности с длиной волны менее 10 см называют шероховатостями, которые возбуждают высокочастотные вибрации и связанный с ними внешний шум, издаваемый автомобилем.

Основными устройствами, защищающими автомобиль, водителя, пассажиров и грузы от чрезмерных динамических воздействий дороги и ограничивающими их виброн нагруженность допустимыми уровнями, являются подвеска и шины, а для пассажиров и водителя еще и упругие сиденья.

Водитель и пассажиры оценивают плавность хода субъективно на основе собственных ощущений. Наиболее простым **оценочным показателем плавности хода** служит *частота собственных колебаний кузова*. Установлено, что колебания 60...90 в минуту (1...1,5 Гц) комфортны для человека.

Но более точно плавность хода оценивается по вынужденным колебаниям. Основными оценочными показателями плавности хода являются среднеквадратичные значения ускорений колебаний (виброускорения) или скорости колебаний (виброскорости) в вертикальном и горизонтальном направлениях.

Нормы допустимых виброскоростей, установленные ГОСТ 12.1.012-85, различны для разных частот колебаний (табл. 9.1), группируемых в октавные полосы. Средние частоты по каждой октавной полосе и нормы виброн нагруженности приведены в таблице.

Таблица 9.1

*Средние частоты по октавным полосам  
и нормы вибронегруженности*

Средние геометрические значения частотных полос $\gamma_0$ , Гц		1	2	4	8	16	31,5	63
Допустимые значения виброускорения, м/с <sup>2</sup>	Вертикальные	1,1	0,79	0,57	0,6	1,14	2,26	4,49
	Горизонтальные	0,39	0,42	0,8	1,62	3,2	6,38	12,76
Допустимые значения виброскорости, м/с (дБ)	Вертикальные	0,2 (132)	0,071 (123)	0,025 (114)	0,013 (108)	0,011 (107)	0,011 (107)	0,011 (107)
	Горизонтальные	0,063 (122)	0,035 (117)	0,032 (116)	0,032 (116)	0,032 (116)	0,032 (116)	0,032 (116)

Средняя геометрическая величина частоты  $\gamma_0$  в каждой из октав определяется из граничных значений (минимальной и максимальной):  $\sqrt{0,7 \times 1,4} = 1,0$ ;  $\sqrt{1,4 \times 2,8} = 2,0$ ;  $\sqrt{2,8 \times 5,6} = 4,0$  и т. д.

Вибронегруженность оценивают логарифмическим уровнем виброскорости в дБ:

$$L_V = \frac{20 \lg \sigma_V}{(5 \cdot 10^{-8})}, \quad (9.1)$$

где  $\sigma_V$  – среднееквадратичное значение виброскорости в октавной полосе, м/с;  $(5 \cdot 10^{-8})$  – значение виброскорости, с которым проводят сравнение.

Основными измерителями вибронегруженности при оценке плавности хода автомобилей служат среднееквадратичные значения ускорений  $\sigma_j$ , которые связаны со среднееквадратичным значением скорости  $\sigma_V$  формулой

$$\sigma_V = \frac{2\pi\sigma_j}{\gamma_0}. \quad (9.2)$$

В документах, регламентирующих требования к показателям плавности хода автомобилей различных категорий, указываются как места замера виброскоростей и виброускорений, так и диапазоны скоростей, при которых они не должны превышать свои предельные значения на дорогах с различными характеристиками и состоянием поверхности.

При сравнительной оценке плавности хода автомобилей удобно пользоваться эквивалентным среднеквадратичным ускорением, определяемым по формуле

$$\sigma_{j_0} = \sqrt{\sum_{i=1}^n (k_i \sigma_{ji})^2}, \quad (9.3)$$

где  $n$  – число октавных полос;  $k_i$  – весовой коэффициент чувствительности человека к ускорению в различных октавных полосах частот (табл. 9.2);  $\sigma_{ji}$  – среднеквадратичная величина ускорений в  $i$ -й октавной полосе частот.

Таблица 9.2

*Весовые коэффициенты чувствительности человека к ускорению*

Номер октавной полосы	Весовой коэффициент при колебаниях	
	вертикальных	горизонтальных
1	0,5	1
2	0,71	1
3	1	0,5
4	1	0,25
5	0,5	0,125

## 9.2. Колебательная система автомобиля

Автомобиль представляет собой многомассовую колебательную систему, которая обладает многими степенями свободы (рис. 9.1). Так, при движении по дорогам кузов автомобиля может перемещаться вдоль осей Z, X, Y и вращаться вокруг осей Z, X, Y, т. е. теоретически автомобиль имеет шесть степеней свободы (три линейные и три угловые).

Вся масса автомобиля подразделяется на поддресоренную и неподдресоренную. Эти массы между собой связаны упругостями. Поддресоренная масса колеблется с низкой частотой (около 1...1,5 Гц), неподдресоренная масса – с высокими частотами (около 6...12 Гц).

Из нанесенных на схему направлений колебаний наиболее значимыми являются:

- вертикальные колебания поддресоренной и неподдресоренных масс вдоль оси Z;
- продольноугловые колебания поддресоренной массы вокруг оси Y.

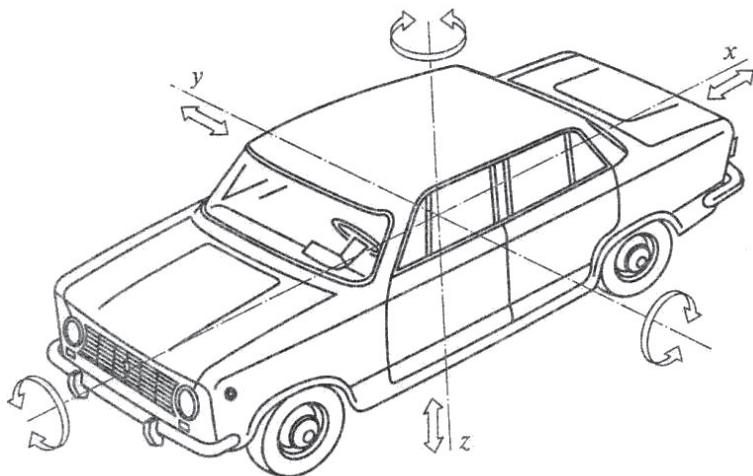


Рис. 9.1. Схема направлений линейных и угловых колебаний автомобиля

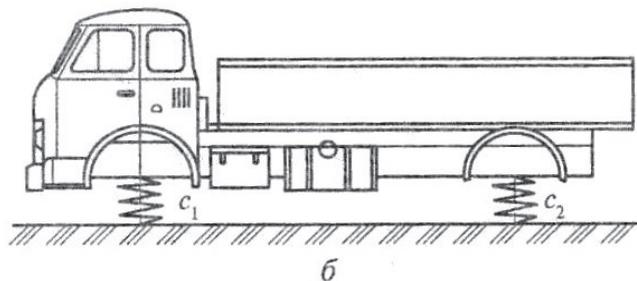
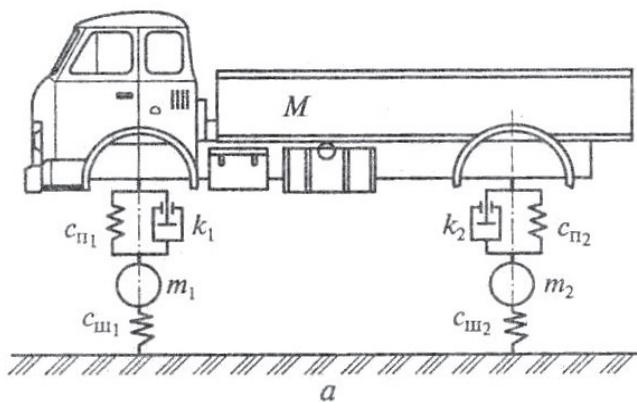


Рис. 9.2. Трехмассовая (а) и упрощенная одномассовая (б) колебательные системы автомобиля

На рис. 9.2 приведены трехмассовая (а) и упрощенная одно-массовая (б) колебательные системы автомобиля. Колебательная система автомобиля включает в себя: подрессоренную массу  $M$ ; неподрессоренные массы передних колес  $m_1$  и задних колес  $m_2$ ; упругие элементы передней с жесткостью  $c_{n1}$  и задней с жесткостью  $c_{n2}$  подвески, приведенные к плоскости колес; амортизаторы передней подвески с коэффициентом сопротивления  $k_1$  и задней подвески с коэффициентом сопротивления  $k_1$ ; шины передних колес с жесткостью  $c_{u1}$  и задних колес с жесткостью  $c_{u2}$ .

Упрощенная одномассовая колебательная система автомобиля позволяет исследовать свободные колебания подрессоренной массы и способы разделения связанных колебаний передней и задней частей автомобиля на независимые (не связанные между собой) колебания над передними и над задними колесами. На колебательной системе автомобиля жесткости упругого элемента подвески приведены к плоскости колеса. Рассмотрим наиболее применимые способы этого приведения.

### 9.3. Приведенная жесткость подвески

Приведенной жесткостью подвески называется жесткость такого упругого элемента, прогиб которого равен суммарному прогибу подвески и шин при одинаковой нагрузке. Для определения приведенной жесткости рассмотрим одномассовую колебательную систему, упругий элемент которой состоит из двух последовательно соединенных между собой пружин (рис. 9.3,а). Суммарный прогиб такой системы будет равен:

$$f_{\ddot{n}oi} = f_i + f_o, \quad (9.4)$$

где

$$f_{\text{сум}} = \frac{M \cdot g}{C_{np}}; \quad f_n = \frac{M \cdot g}{C_n}; \quad f_u = \frac{M \cdot g}{C_u}. \quad (9.5)$$

Здесь  $g$  – ускорение свободного падения. Подставив выражения (9.5) в (9.4), получим:

$$\frac{M \cdot g}{C_{np}} = \frac{M \cdot g}{C_n} + \frac{M \cdot g}{C_u} \quad \text{или} \quad \frac{1}{C_{np}} = \frac{1}{C_n} + \frac{1}{C_u}.$$

Отсюда

$$C_{np} = \frac{C_n C_u}{C_n + C_u}. \quad (9.6)$$

Данное выражение справедливо для зависимой подвески.

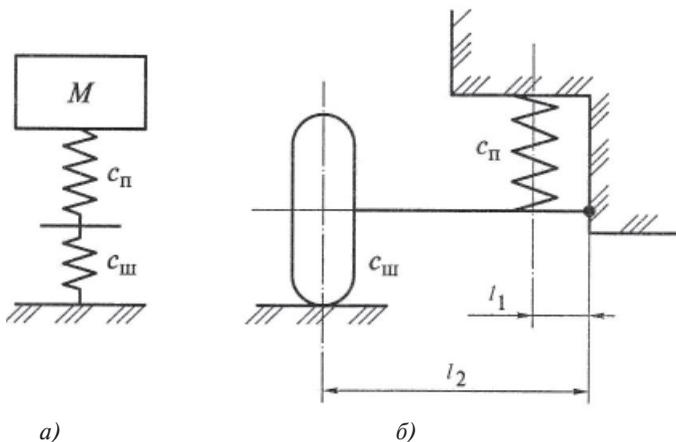


Рис. 9.3. Схемы для определения приведенной жесткости зависимой (а) и независимой (б) подвесок автомобиля

Для независимой подвески, расчетная схема которой приведена на рис. 9.3,б, приведенную жесткость можно определить по формуле

$$C_{np} = \frac{l_1^2 C_n C_{ш}}{l_1^2 C_n + l_2^2 C_{ш}}, \quad (9.7)$$

где  $l_1$  и  $l_2$  – расстояния от точки крепления рычага подвески к кузову до оси пружины и колеса.

#### 9.4. Упругая характеристика подвески и характеристика амортизатора

*Упругая характеристика подвески* представляет собой зависимость вертикальной нагрузки  $R_z$  на колесо от деформации подвески  $f$ , измеренной непосредственно над осью колеса. Подвеска характеризуется статическим  $f_{cm}$  и динамическим  $f_d$  прогибами, коэффициентом динамичности  $\kappa_d = R_{zmax}/R_{zcm}$ . Упругая характеристика должна проходить через точку *a*, соответствующую полной статической нагрузке и статическому прогибу, характеризующему заданную плавность хода. Кроме этого, для устранения опасности соприкосновения металлических деталей при максимальной деформации упругого элемента характеристика должна пройти через точку *b*, определяемую коэффициентом динамичности  $\kappa_d = 1,75 \dots 2,5$ . Выполнение такого условия возможно только при нелинейной характеристике упругого элемента подвески.

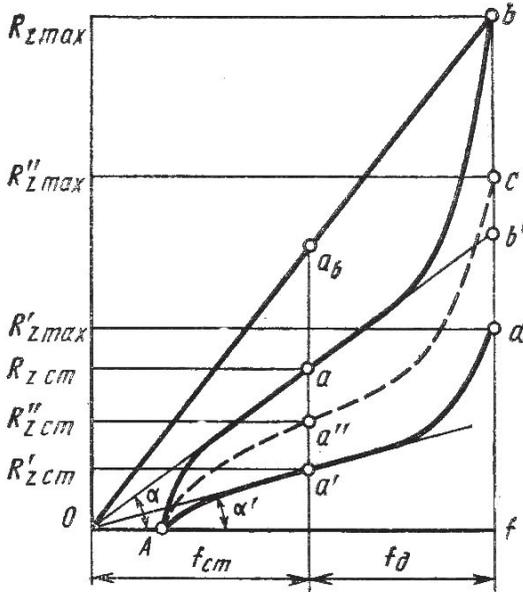


Рис. 9.4. Упругая характеристика подвески

Динамический прогиб для легковых автомобилей составляет  $f_d = 0,5 f_{cm}$ ; для автобусов  $f_d = 0,75 f_{cm}$ ; для грузовых автомобилей  $f_d = f_{cm}$ .

В упругую характеристику подвески ( $A - a - b$ ) включается буфер отбоя, который уменьшает ход подвески на величину  $OA$ .

Масса, приходящаяся на переднюю и заднюю подвески, меняется (у легковых автомобилей для передних подвесок на 10...30% и для задних — на 45...60%; у грузовых на 240...400%; у автобусов на 200...250%), поэтому желательно, чтобы характеристика при изменении нагрузки изменялась. На рис. 9.4 приведены желаемые формы кривых характеристик для порожнего ( $A - a' - d$ ) и полунагруженного ( $A - a'' - c$ ) автомобилей.

Характеристика амортизатора представляет собой зависимость силы сопротивления  $P_a$  от скорости деформации подвески (перемещения штока амортизатора)  $V_{um}$ , т. е.

$$P_a = kV_{um}^n, \quad (9.8)$$

где  $k$  — коэффициент сопротивления амортизатора;  $n$  — показатель степени; при  $n = 1$  — характеристика линейна (рис. 9.5); при  $n = 2$  — характеристика имеет форму параболы.

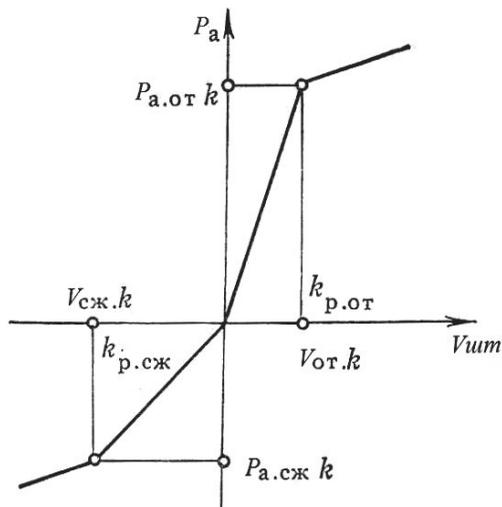


Рис. 9.5. Характеристика амортизатора

Из приведенной на рис. 9.5 характеристики амортизатора видно, что коэффициент сопротивления при отбое больше, чем при сжатии.

Обычно их отношение составляет  $\frac{K_{сж}}{K_{от}} = 0,25 \dots 0,50$ . Отсюда следует,

что при отбое гасится основная часть энергии колебаний.

Приведенный коэффициент сопротивления амортизатора, который рассматривается в колебательной системе автомобиля, определяется как среднее арифметическое:

$$k = \frac{k_{от} + k_{сж}}{2}. \quad (9.9)$$

### 9.5. Свободные колебания подрессоренной массы без учета колебаний неподрессоренных масс и затухания

Число собственных частот колебаний системы равно числу степеней свободы. Подрессоренная масса при свободных колебаниях рассматривается с двумя степенями свободы (рис. 9.6): продольная вдоль оси  $Z$ ; поперечноугловая вокруг оси  $Y$ .

Оба этих движения вызывают прогибы  $Z_1$  и  $Z_2$  упругих элементов и возникновение сил упругости  $C_{np1}Z_1$  и  $C_{np2}Z_2$ , действующих со стороны упругих элементов на подрессоренную массу. Уравнение сил и уравнение моментов будут иметь вид:

$$-m_{\text{пд}}\ddot{Z}_0 = C_{\text{нр1}}Z_1 + C_{\text{нр2}}Z_2; \quad (9.10)$$

$$m_{\text{пд}}\rho_y^2\ddot{\alpha} = C_{\text{нр2}}Z_2b_n - C_{\text{нр1}}Z_1a_n, \quad (9.11)$$

где  $m_{\text{пд}}$  – поддресоренная масса;  $\ddot{Z}_0$  – вертикальное ускорение колебаний центра поддресоренной массы;  $\ddot{\alpha}$  – угловое ускорение колебаний вокруг оси  $Y$ ;  $a_n$  и  $b_n$  – продольные координаты поддресоренной массы;

$\rho_y = \sqrt{\frac{I_y}{m_{\text{пд}}}}$  – радиус инерции поддресоренной массы относительно поперечной оси  $Y$  (9.12);  $I_y$  – момент инерции поддресоренной массы относительно поперечной оси  $Y$ .

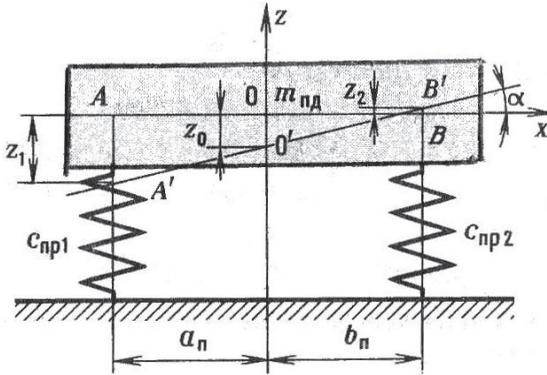


Рис. 9.6. Схема колебаний поддресоренной массы

Из рис. 9.6 следует, что

$$\alpha = \frac{(Z_1 + Z_2)}{L}; \quad (9.13)$$

$$Z_0 = \frac{(Z_1b_n - Z_2a_n)}{L}. \quad (9.14)$$

Подставим вторые производные от  $\alpha$  и от  $Z_0$  в уравнения (9.10) и (9.11) и получим:

$$m_{\text{нр}} \frac{(\ddot{Z}_1b_n - \ddot{Z}_2a_n)}{L} = C_{\text{нр1}}Z_1 + C_{\text{нр2}}Z_2; \quad (9.15)$$

$$m_{\text{нр}}\rho_y^2 \frac{(\ddot{Z}_1 + \ddot{Z}_2)}{L} = C_{\text{нр2}}Z_2b_n - C_{\text{нр1}}Z_1a_n. \quad (9.16)$$

Обе части уравнения (9.15) умножим на  $b_n$  и сложим с уравнением (9.16), а затем умножим на  $a_n$  и вычтем из уравнения (9.16). После чего разделим обе части полученных уравнений на коэффициенты при  $\ddot{Z}_1$  и  $\ddot{Z}_2$  и получим два уравнения:

$$\ddot{Z}_1 + \frac{a_n b_n - \rho_y^2}{b_n^2 + \rho_y^2} \ddot{Z}_2 + \frac{C_{np1} L^2}{(b_n^2 + \rho_y^2) m_{n0}} Z_1 = 0; \quad (9.17)$$

$$\ddot{Z}_2 + \frac{a_n b_n - \rho_y^2}{a_n^2 + \rho_y^2} \ddot{Z}_1 + \frac{C_{np2} L^2}{(a_n^2 + \rho_y^2) m_{n0}} Z_2 = 0. \quad (9.18)$$

Данная система уравнений является связанной, т. к. в обоих уравнениях присутствуют  $\ddot{Z}_1$  и  $\ddot{Z}_2$ . Это значит, что колебания в точках  $A$  и  $B$  (рис. 9.6) связаны между собой, т. е. колебания в каждой из этих точек представляют собой сумму двух синусоидальных колебаний с различными частотами и амплитудами.

Решение этой системы имеет вид:

$$Z_1 = Z_{11} \cos(\Omega_H t) + Z_{12} (\Omega_B t);$$

$$Z_2 = Z_{21} \cos(\Omega_H t) + Z_{22} \cos(\Omega_B t),$$

где  $\Omega_H$  и  $\Omega_B$  – собственная частота колебаний системы;  $Z_{11}$  и  $Z_{12}$  – амплитуды колебаний над передней осью с частотами  $\Omega_H$  и  $\Omega_B$ ;  $Z_{21}$  и  $Z_{22}$  – амплитуды колебаний над задней осью с частотами  $\Omega_H$  и  $\Omega_B$ .

Введем в уравнения (9.17) и (9.18) следующие обозначения:

$$\frac{a_n b_n - \rho_y^2}{b_n^2 + \rho_y^2} = \eta_1; \quad \frac{a_n b_n - \rho_y^2}{a_n^2 + \rho_y^2} = \eta_2; \quad \frac{C_{np1} L^2}{(b_n^2 + \rho_y^2) m_{n0}} = \omega_1^2; \quad \frac{C_{np2} L^2}{(a_n^2 + \rho_y^2) m_{n0}} = \omega_2^2.$$

Тогда система уравнений принимает вид:

$$\ddot{Z}_1 + \eta_1 \ddot{Z}_2 + \omega_1^2 Z_1 = 0; \quad (9.19)$$

$$\ddot{Z}_2 + \eta_2 \ddot{Z}_1 + \omega_2^2 Z_2 = 0. \quad (9.20)$$

Сведем систему уравнений (9.19) и (9.20) второго порядка к одному уравнению 4-го порядка относительно  $Z_1$  и  $Z_2$ :

$$(1 - \eta_1 \eta_2) Z_1'''' - (\omega_1^2 + \omega_2^2) \ddot{Z}_1 + \omega_1^2 \omega_2^2 Z_1 = 0; \quad (9.21)$$

$$(1 - \eta_1 \eta_2) Z_2'''' - (\omega_1^2 + \omega_2^2) \ddot{Z}_2 + \omega_1^2 \omega_2^2 Z_2 = 0. \quad (9.22)$$

Частоты собственных колебаний  $\Omega_H$  и  $\Omega_B$  найдем как корни характеристического уравнения:

$$(1 - \eta_1 \eta_2) \Omega^4 - (\omega_1^2 + \omega_2^2) \Omega^2 + \omega_1^2 \cdot \omega_2^2 = 0. \quad (9.23)$$

$$\Omega_H = \sqrt{\frac{(\omega_1^2 + \omega_2^2) - \sqrt{(\omega_1^2 - \omega_2^2)^2 + 4\eta_1 \eta_2 \omega_1^2 \omega_2^2}}{2(1 - \eta_1 \eta_2)}}; \quad (9.24)$$

$$\Omega_B = \sqrt{\frac{(\omega_1^2 + \omega_2^2) + \sqrt{(\omega_1^2 - \omega_2^2)^2 + 4\eta_1 \eta_2 \omega_1^2 \omega_2^2}}{2(1 - \eta_1 \eta_2)}}. \quad (9.25)$$

Из этих равенств следует, что при  $\eta_1 \eta_2 \neq 0$  имеем  $\Omega_H < \Omega_B$ . Поэтому частоту  $\Omega_H$  называют низкой, а частоту  $\Omega_B$  – высокой.

При отсутствии коэффициентов связи  $\eta_1$  и  $\eta_2$  уравнения (9.19) и (9.20) представляют собой уравнения гармонических колебаний точек  $A$  и  $B$  (рис. 9.6):

$$\ddot{Z}_1 + \omega_1^2 Z_1 = 0 \text{ – если ограничить перемещение точки } B; \quad (9.26)$$

$$\ddot{Z}_2 + \omega_2^2 Z_2 = 0 \text{ – если ограничить перемещение точки } A. \quad (9.27)$$

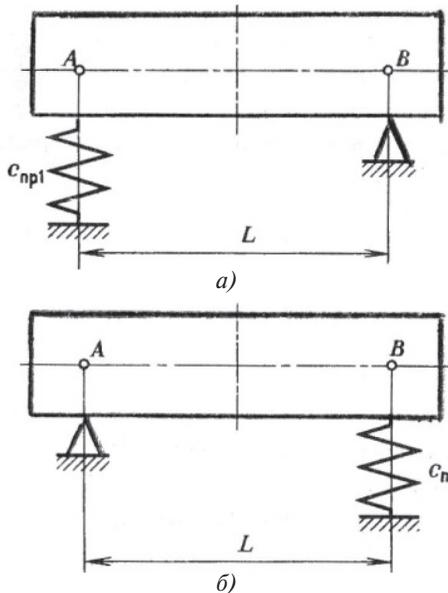


Рис. 9.7. Схема к иллюстрации колебаний подрессоренной массы с парциальными частотами

В уравнениях (9.26) и (9.27) частоты  $\omega_1$  и  $\omega_2$  являются парциальными по координатам  $Z_1$  и  $Z_2$ ; в отличие от них частоты  $\Omega_H$  и  $\Omega_B$  называются частотами связи. На их значения оказывает влияние разность  $a_n b_n - \rho_y^2$ . Отношение  $\frac{\rho_y^2}{a_n b_n}$  называют коэффициентом

подрессоренной массы и обозначают  $\varepsilon_y$ . Если  $\varepsilon_y = 1$ , то  $a_n b_n = \rho_y^2$  и оба коэффициента связи  $\eta_1$  и  $\eta_2$  равны нулю. В этом случае колебания точек А и В не связаны и не зависимы.

Всю подрессоренную массу можно представить в виде двух масс  $m_{1нд}$  и  $m_{2нд}$ , шарнирно связанных друг с другом стержнем (рис. 9.8).

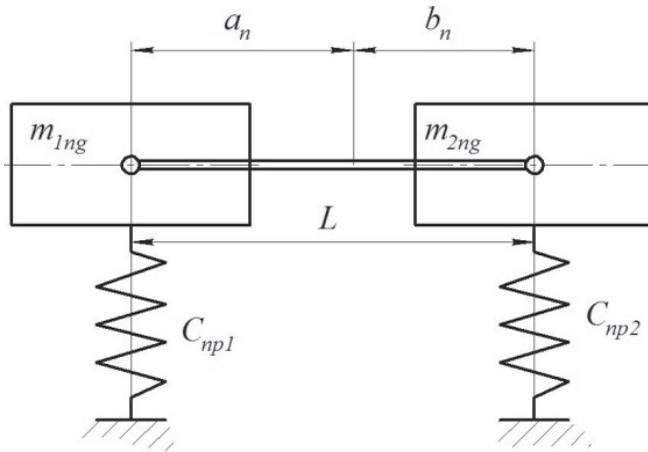


Рис. 9.8. Схема для расчета несвязанных колебаний передней и задней части подрессоренной массы

Каждая из этих масс будет колебаться с частотами, полученными из выражений для парциальных частот:

$$\frac{C_{np1} L^2}{(b_n^2 + \rho_y^2) m_{нд}} = \omega_1^2; \quad \frac{C_{np2} L^2}{(a_n^2 + \rho_y^2) m_{нд}} = \omega_2^2,$$

или при условии  $a_n b_n = \rho_y^2$

$$\omega_1^2 = \frac{C_{np1} L}{b_n m_{нд}}; \quad (9.28)$$

$$\omega_2^2 = \frac{C_{np2} L}{a_n m_{нд}}. \quad (9.29)$$

При малых значениях  $\eta_1$  и  $\eta_2$  основные колебания массы  $m_{1\text{нд}}$  будут происходить с частотой, мало отличающейся от  $\omega_1$ . Накладывающиеся на них колебания с частотой  $\omega_2$  будут иметь столь малые амплитуды, что их влияние будет незаметно. Точно также будет малозаметным влияние колебаний с частотой  $\omega_1$  на основные колебания массы  $m_{2\text{нд}}$ . При соблюдении условия  $0,8a_{\text{п}}b_{\text{п}} < \rho_y^2 < 1,2a_{\text{п}}b_{\text{п}}$  частоты связанных колебаний отличаются от парциальных не более чем на 5...6%. Для большинства легковых и грузовых автомобилей при движении с полной нагрузкой условие  $0,8a_{\text{п}}b_{\text{п}} < \rho_y^2 < 1,2a_{\text{п}}b_{\text{п}}$  выполняется.

### 9.6. Свободные колебания подрессоренной и неопоренной масс без учета затуханий

Данный вопрос рассмотрим при условии  $\varepsilon_y = 1$ . В этом случае двухосный автомобиль представляет собой две независимые колебательные системы, каждая из которых имеет две степени свободы: вертикальные перемещения подрессоренной массы  $Z$  и неопоренной  $\zeta$ . Обе системы идентичны, поэтому рассмотрим только одну.

На схеме (рис. 9.9) предусмотрены следующие обозначения:  $m_{\text{нд}}$  — часть подрессоренной массы, приходящаяся на данный мост автомобиля;  $m_{\text{нп}}$  — часть неопоренной массы, приходящаяся на данный мост автомобиля;  $c_{\text{п}}$  — жесткость упругого элемента подвески данного моста, приведенная к средней плоскости колеса;  $c_{\text{ш}}$  — жесткость шин данного моста.

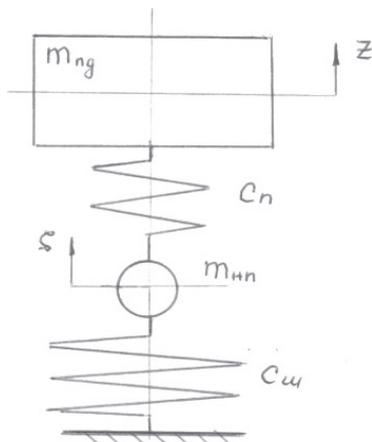


Рис. 9.9. Схема для расчета колебаний подрессоренной и неопоренной масс без учета затуханий

Свободные колебания каждой массы описываются уравнениями:

$$m_{nd} + c_n(z - \zeta) = 0; \quad (9.30)$$

$$m_{nn}\ddot{\zeta} + c_u\dot{\zeta} - c_n(z - \zeta) = 0, \quad (9.31)$$

где  $\ddot{z}$  – вертикальные ускорения подрессоренной массы;  $\ddot{\zeta}$  – вертикальные ускорения неподрессоренной массы.

Разделив первое уравнение на  $m_{nd}$ , а второе на  $m_{nn}$ , получим систему уравнений:

$$\ddot{z} + \omega^2 z - \omega^2 \zeta = 0; \quad (9.32)$$

$$\ddot{\zeta} + \omega_k^2 \zeta - \omega_k^2 z = 0, \quad (9.33)$$

где  $\omega^2 = \frac{c_n}{m_{nd}}$  – парциальная частота колебаний подрессоренной массы при закрепленной (неподвижной) неподрессоренной массе;

$\omega_k^2 = \frac{c_n + c_u}{m_{nn}}$  – парциальная частота колебаний неподрессоренной массы при закрепленной (неподвижной) подрессоренной массе;

$\omega_k^2 = \frac{c_n}{m_{nn}}$  – парциальная частота колебаний подрессоренной массы при закрепленной (неподвижной) неподрессоренной массе на упругом элементе подвески при  $c_u = 0$ .

Полученные уравнения связанные, т. к. каждое из них включает в себя и  $Z$  и  $\zeta$ . Это указывает на то, что принятое выше допущение об отсутствии влияния неподрессоренных масс на колебания подрессоренной массы некорректно.

Заменяем уравнения (9.31) и (9.32) уравнениями четвертого порядка.

По перемещению  $z$

$$z'''' - (\omega_k^2 + \omega_0^2)\ddot{z} + \omega_0^2(\omega_k^2 - \omega_k^2)z = 0; \quad (9.34)$$

$$\zeta'''' - (\omega_k^2 + \omega_0^2)\ddot{\zeta} + \omega_0^2(\omega_k^2 - \omega_k^2)\omega_0^2\zeta = 0 \quad (9.35)$$

Общим для этих уравнений является характеристическое уравнение:

$$\Omega^4 - (\omega_k^2 + \omega_0^2)\Omega + \omega_0^2(\omega_k^2 - \omega_k^2) = 0. \quad (9.36)$$

Положительные корни этого уравнения характеризуют частоты колебаний:

низкую частоту –

$$\Omega_0 = \sqrt{0,5 \left[ (\omega_k^2 + \omega_0^2) - \sqrt{(\omega_k^2 + \omega_0^2)^2 - 4(\omega_k^2 - \omega_k^2)\omega_0^2} \right]}; \quad (9.37)$$

высокую частоту –

$$\Omega_K = \sqrt{0,5 \left[ (\omega_k^2 + \omega_0^2) + \sqrt{(\omega_k^2 + \omega_0^2) - 4(\omega_k^2 - \omega_0^2)\omega_0^2} \right]}. \quad (9.38)$$

Решение уравнений (9.33) и (9.34) имеет вид:

$$z = z' \cos(\Omega_0 t) + z'' \cos(\Omega_K t); \quad (9.39)$$

$$\zeta = \zeta' \cos(\Omega_0 t) + \zeta'' \cos(\Omega_K t), \quad (9.40)$$

где  $z'$  и  $z''$  – амплитуды колебаний подрессоренной массы  $m_{\text{пд}}$  с частотой  $\Omega_0$  и  $\Omega_K$ ;  $\zeta'$  и  $\zeta''$  – амплитуды колебаний неподресоренной массы  $m_{\text{нп}}$  с частотой  $\Omega_0$  и  $\Omega_K$ .

Отсюда следует, что подрессоренные и неподресоренные массы совершают сложные двухчастотные колебания, а двухосный автомобиль имеет четыре собственных частоты: две низкие –  $\Omega_{01}$  и  $\Omega_{02}$  и две высокие –  $\Omega_{K1}$  и  $\Omega_{K2}$ .

Во многих случаях возможно сближение частот  $\Omega_0$  к  $\omega_0$  и  $\Omega_K$  к  $\omega_k$  и тогда можно считать, что

$$\Omega_0 \approx \sqrt{\frac{c_n}{m_{\text{нп}}}} \quad \text{и} \quad \Omega_K \approx \sqrt{\frac{(c_n + c_{\text{ш}})}{m_{\text{пд}}}}. \quad (9.41)$$

Погрешность этого сближения зависит от соотношений  $\frac{c_{\text{ш}}}{c_n}$  и  $\frac{m_{\text{нп}}}{m_{\text{пд}}}$ . При значении отношения  $\frac{c_{\text{ш}}}{c_n} > 10$  погрешность не превышает 5% для груженого и негруженого автомобилей. Из практики известно, что соотношение  $\frac{c_{\text{ш}}}{c_n}$  имеет следующие значения:

у легковых автомобилей особо малого класса 3...4; у легковых автомобилей малого и среднего класса 7...10; у легковых автомобилей высокого класса 10...20; у грузовых автомобилей 2,5...5,0.

При расчетах подвески удобно выражать частоту колебаний через статический прогиб  $f_{\text{см}}$  подвески, зная, что  $f_{\text{ст}} = \frac{g \cdot m_{\text{пд}}}{c_n}$ . Так, если  $\Omega_0$  определяется в рад/с, а  $f_{\text{см}}$  в см, то  $\Omega_0 = \frac{31,3}{\sqrt{f_{\text{ст}}}}$ ; если частота определяется в Гц, то  $\Omega_0 = \frac{5}{\sqrt{f_{\text{ст}}}}$ ; если частота определяется в кол/мин, то  $n_k = \frac{300}{\sqrt{f_{\text{ст}}}}$ .

Расчетную характеристику можно считать удовлетворительной, если частота колебаний подрессоренной массы для легковых автомобилей составляет 0,8...1,3 Гц; для грузовых автомобилей – 1,2 ...1,8 Гц, а частота колебаний неподресоренных масс для легковых автомобилей 8...12 Гц и для грузовых 6,5...9 Гц.

## 9.7. Свободные колебания с учетом затуханий

В процессе колебаний происходит рассеяние энергии в виде превращения механической энергии в тепловую. В подвеске это превращение происходит прежде всего в амортизаторах. Кроме того, имеет место межлистовое трение в рессорах, трение во втулках, шарнирах и т. д. Все эти превращения энергии приводят к затуханию колебаний.

Силы сопротивления амортизатора, как показано выше, пропорциональны скорости перемещения подрессоренной массы относительно неподдресоренной. Рассмотрим систему колебаний подрессоренной и неподдресоренной масс с учетом затухания при условии (рис. 9.10).

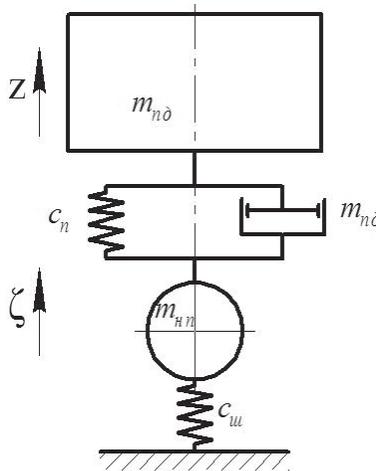


Рис. 9.10. Схема к расчету колебаний подрессоренной и неподдресоренной масс с учетом затуханий

В этом случае движение подрессоренной массы может быть описано уравнением:

$$m_{нд}\ddot{z} + k(\dot{z} - \dot{\zeta}) + c_n(z - \zeta) = 0; \quad (9.42)$$

движение неподдресоренной массы:

$$m_{нп}\ddot{\zeta} - k(\dot{z} - \dot{\zeta}) + c_{ш}\zeta - c_n(z - \zeta) = 0. \quad (9.43)$$

Разделим первое уравнение на  $m_{нд}$ , а второе на  $m_{нп}$ ; представим отношения  $\frac{k}{m_{нд}}$  как  $h_0$  и  $\frac{k}{m_{нп}}$  как  $h_k$ . Тогда уравнения (9.41) и

(9.42) запишутся в следующем виде:

$$\ddot{z} + h_0 \dot{z} + \omega_0^2 z - h_0 \dot{\zeta} - \omega_0^2 \zeta = 0; \quad (9.44)$$

$$\ddot{\zeta} + h_k \dot{\zeta} + \omega_k^2 \zeta - h_k \dot{z} - \omega_k^2 z = 0. \quad (9.45)$$

Поскольку в каждом из уравнений присутствуют  $z$  и  $\zeta$ , колебания подрессоренной и неподрессоренной масс связаны между собой. В предыдущей теме было показано, что при определенных условиях в колебаниях без учета затухания взаимным влиянием подрессоренной и неподрессоренной масс можно пренебречь. В таком случае в уравнении (9.44) считаем равными нулю члены, содержащие  $\dot{\zeta}$  и  $\zeta$ , в уравнении (9.45) члены, содержащие  $\dot{z}$  и  $z$ .

Тогда для уравнений, оставшихся после исключения указанных членов, составим характеристические уравнения:

$$S^2 + h_0 S + \omega_0^2 = 0 \text{ и } S_1^2 + h_k S + \omega_k^2 = 0.$$

При условиях, что  $\omega_0^2 > \frac{h_0^2}{4}$  и  $\omega_k^2 > \frac{h_k^2}{4}$ , решение характеристических уравнений имеет вид:

$$S = -0,5h_0 \pm 0,5i\sqrt{4\omega_0^2 - h_0^2};$$

$$S_1 = -0,5h_k \pm 0,5i\sqrt{4\omega_k^2 - h_k^2},$$

где  $i = \sqrt{-1}$ .

Таким характеристическим уравнениям соответствуют следующие решения дифференциальных уравнений, описывающих свободные колебания при наличии неупругих сопротивлений:

$$Z = [c_1 \cos(\omega t) + c_2 \sin(\omega t)] \exp(-0,5h_0 t); \quad (9.46)$$

$$\zeta = [c'_1 \cos(\omega'_k t) + c'_2 \sin(\omega'_k t)] \exp(-0,5h_k t), \quad (9.47)$$

где  $\omega = 0,5\sqrt{4\omega_0^2 - h_0^2} = \omega_0 \sqrt{1 - \psi_0^2}$  — частота колебаний подрессоренной массы с учетом затухания;  $\psi_0 = \frac{h_0}{2\omega_0}$  — относительный коэффициент затухания колебаний подрессоренной массы;

$\omega'_k = 0,5\sqrt{4\omega_k^2 - h_k^2} = \omega_k \sqrt{1 - \psi_k^2}$  — частота колебаний неподрессоренной массы с учетом затухания;  $\psi_k = \frac{h_k}{2\omega_k}$  — относительный коэффициент затухания колебаний неподрессоренной массы;  $c_1$ ,  $c_2$ ,  $c'_1$ ,  $c'_2$  — произвольные постоянные, зависящие от начальных условий.

Заменим произвольные постоянные другими, связанными с ними следующим образом:

$$c_1 = A_Z \sin \varphi_0; \quad c_2 = A_Z \cos \varphi_0; \quad c'_1 = A_\zeta \sin \varphi_k; \quad c'_2 = A_\zeta \cos \varphi_k.$$

Здесь  $A_Z = \sqrt{c_1^2 + c_2^2}$  – начальная амплитуда затухания колебаний подрессоренной массы;  $A_\zeta = \sqrt{(c'_1)^2 + (c'_2)^2}$  – начальная амплитуда затухания колебаний неподдресоренной массы;  $\varphi_0 = \arctg\left(\frac{c_1}{c_2}\right)$  – начальный фазовый угол колебаний подрессоренной массы;  $\varphi_k = \arctg\left(\frac{c'_1}{c'_2}\right)$  – начальный фазовый угол колебаний неподдресоренной массы.

После их подстановки в уравнения (9.45) и (9.46) получим:

$$z = \sin(\omega t + \varphi_0) \exp(-0,5h_0 t); \quad (9.48)$$

$$\zeta = \sin(\omega'_k + \varphi_k) \exp(-0,5h_k t). \quad (9.49)$$

Наличие в этих формулах  $\exp(-0,5h_0 t)$  и  $\exp(-0,5h_k t)$  указывает, что с течением времени размах колебаний непрерывно уменьшается. На рис. 9.11 показан характер изменения амплитуды колебаний подрессоренной массы с учетом затухания при действии в подвеске сухого трения (1), жидкостного сопротивления (2), сухого трения и жидкостного сопротивления (3). Аналогичные явления будут наблюдаться и при колебаниях неподдресоренной массы с учетом затухания.

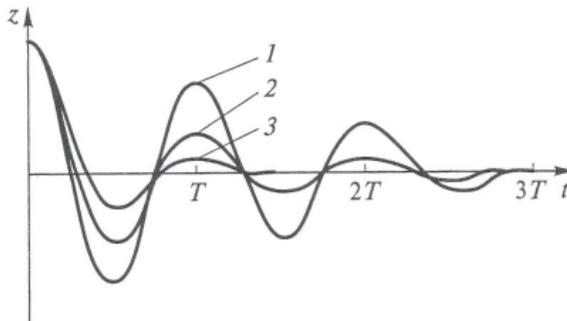


Рис. 9.11. Характер изменения амплитуды колебаний подрессоренной массы с учетом затухания при действии в подвеске сухого трения (1), жидкостного сопротивления (2), сухого трения и жидкостного сопротивления (3)

У современных автомобилей с удовлетворительными гасящими свойствами  $\psi_0 = 0,15 \dots 0,25$  и  $\psi_k = 0,25 \dots 0,45$ .

### **Вопросы для самоконтроля**

1. Что означает свойство плавности хода автомобиля?
2. Какими измерителями оценивается плавность хода?
3. Как определяется приведенная жесткость подвески?
4. Какой вид имеет упругая характеристика подвески?
5. Какую характеристику имеет амортизатор?
6. Какова упрощенная колебательная система автомобиля?
7. Какие основные колебания совершают поддрессоренная и неподдрессоренная массы автомобиля?
8. Каково условие разделения колебаний над передней и задней осями автомобиля?
9. Что такое явление галопирования и как его устраняют?
10. Как определяется суммарный статистический прогиб подвески?
11. Какой должна быть частота собственных колебаний поддрессоренной массы и почему?
12. Какими уравнениями описываются свободные колебания поддрессоренной массы без учета неподдрессоренных масс и затухания?
13. Какими уравнениями описываются свободные колебания поддрессоренной массы и неподдрессоренных масс без учета затухания?
14. Какими уравнениями описываются свободные колебания поддрессоренной массы и неподдрессоренных масс с учетом затухания?

## 10. ПРОХОДИМОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

### 10.1. Понятия проходимости

Проходимость – это способность автомобиля перевозить как можно с большей средней скоростью грузы, пассажиров и специальное оборудование в ухудшенных дорожных условиях, по бездорожью и при преодолении различных препятствий. Проходимость автомобиля – комплексное свойство, характеризующее его подвижность и экономичность.

К ухудшенным дорожным условиям относятся мокрые, грязные, заснеженные, обледенелые, разбитые и размокшие дороги. Классификация грунтовых поверхностей дорог приведена в табл. 10.1.

Таблица 10.1

*Классификация грунтовых поверхностей дорог*

Вид	Состояние	Основные показатели
Связные грунты		
Легкосуглинистые	Твердые	Степень ровности, фрикционные свойства
Суглинистые	Пластичные	Деформируемость, сцепные свойства
Тяжелосуглинистые	Текучие	Толщина переувлажненного слоя, сцепные свойства
Песчаные грунты		
Пылеватые, мелкозернистые, среднезернистые, крупнозернистые	Неуплотненные, малоуплотненные, уплотненные	Деформируемость, сцепные свойства
Заболоченные грунты		
Сплошные, сапропелевые, сплавинные	Неосушенные, осушенные	Прочность и толщина дернового слоя, несущая способность
Снег		
Пушистый, метелевый, зернистый	Оседающий, осевший и уплотненный ветром	Плотность и толщина снежного покрова, температура

К *препятствиям* относятся:

- уклоны;
- барьерные препятствия, профиль которых представляет собой короткие уклоны и пороги (дорожные насыпи, каналы, кюветы, рвы);
- дискретные препятствия (пни, кочки, валуны и т. д.).

Потеря проходимости может быть *полной* (прекращение движения) или *частичной* (снижение скорости, рост расхода топлива).

По уровню проходимости все автомобили делятся на три категории: автомобили ограниченной, повышенной и высокой проходимости.

*Автомобили ограниченной проходимости (дорожные)* предназначены для эксплуатации на дорогах с твердым покрытием и грунтовых дорогах в сухое время года. К ним относятся неполноприводные автомобили с колесной формулой (к.ф.) 4×2, 6×2, 6×4.

*Автомобили повышенной проходимости* предназначены для эксплуатации на дорогах с твердым покрытием и на дорогах с ухудшенными дорожными условиями. Конструктивно эти автомобили незначительно отличаются от дорожных. Такие автомобили полноприводные с шинами, имеющими регулируемое давление. В некоторых конструкциях устанавливаются дифференциалы повышенного трения, лебедки и т. д.

*Автомобили высокой проходимости* предназначены для работы в условиях бездорожья; они должны обладать способностью преодолевать препятствия на местности.

В отдельную группу по проходимости выделяют *специальные автомобили*, создаваемые для работы в особых условиях: в районах Крайнего Севера, на заболоченных территориях, песчаной местности и т. д.

Подвижность автомобиля может быть ограничена вследствие несоответствия его размеров дорожным условиям, малого сцепления колес с опорной поверхностью и недостаточной мощностью двигателя. Поэтому все показатели проходимости разделяют:

- на геометрические (профильные);
- тяговые и опорно-сцепные.

## 10.2. Геометрические параметры проходимости

Геометрические параметры проходимости характеризуются возможностью движения автомобиля по неровной местности и определяются геометрическими соотношениями между формой этих неровностей и удаленностью нижней части автомобиля от опорной поверхности.

Одним из основных параметров профильной проходимости является *дорожный просвет*  $h$  ( $h_1$  и  $h_2$ ) – расстояние от наиболее низкой точки автомобиля, расположенной между колесами, до опорной поверхности (рис. 10.1). Обычно это точки под картером ведущих мостов и в местах крепления элементов подвески колес. У современных легковых автомобилей дорожный просвет составляет 150...220 мм, автобусов 220...300 мм и у грузовых дорожной и повышенной проходимости 240...300 мм. У автомобилей высокой проходимости за счет применения колесных редукторов, шин увеличенного размера дорожный просвет может достигать 400...500 мм.

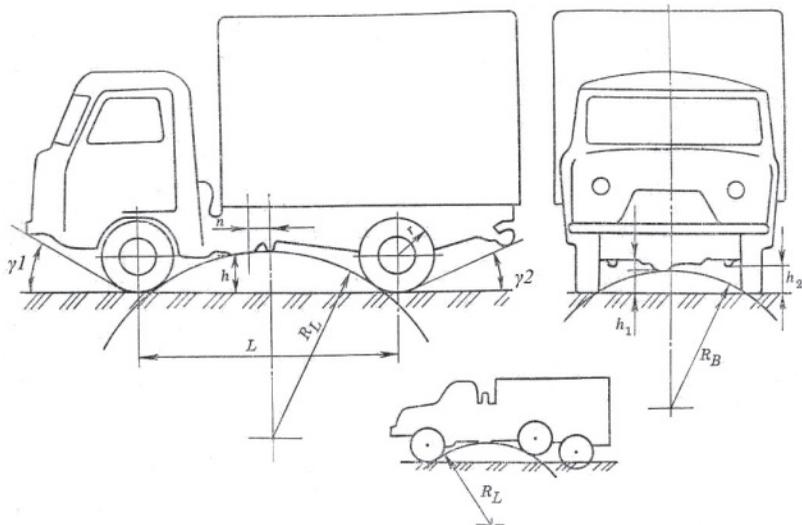


Рис. 10.1. Геометрические параметры проходимости

*Передним* ( $\gamma_1$ ) *и задним* ( $\gamma_2$ ) *углами свеса* ограничивается проходимость автомобиля при проезде через канавы, пороги, крутые переломы дороги. Углы свеса – это углы между плоскостью опорной поверхности и плоскостью, касающейся колес и наиболее выступающих частей автомобиля. Значения углов свеса автомобилей дорожной проходимости приведены в табл. 10.2. Наибольшие углы свеса имеют автомобили высокой проходимости: передний – 60...70° и задний 50...60°.

Значения геометрических параметров проходимости

Тип автомобиля	Передний угол свеса, град.	Задний угол свеса, град.	Радиус проходимости, м
Легковые	20...30	15...20	3...8
Грузовые	40...60	25...45	2,5...6
Автобусы	10...40	6...20	4...9

Продольный ( $R_L$ ) и поперечный ( $R_B$ ) радиусы проходимости – радиусы условного цилиндра, касательного к внутренним поверхностям колес и нижней точке автомобиля в продольной и поперечной плоскостях (рис. 10.1). Чем меньше  $R_L$  и  $R_B$ , тем более крутые неровности может преодолеть автомобиль. Определяют величины этих радиусов по масштабному компоновочному чертежу. Для определения  $R_L$  можно воспользоваться формулой:

$$R_L = 0,5E + \sqrt{0,25E^2 + H}, \quad (10.1)$$

$$\text{где } E = \frac{(0,25L^2 + h^2 - n^2 - 2r_d \cdot h)}{(2h)}; \quad H = \frac{n^2(h - r_d)}{(2h)}.$$

Характерные значения радиусов проходимости приведены в табл. 10.2.

Способность автомобиля приспосабливаться к неровностям местности без потери контакта колес с дорогой зависит от предельных значений *углов перекоса мостов*. Угол перекоса находится как сумма углов перекоса переднего и заднего мостов относительно горизонтальной поверхности (рис. 10.2):  $\beta = \beta_1 + \beta_2$ .

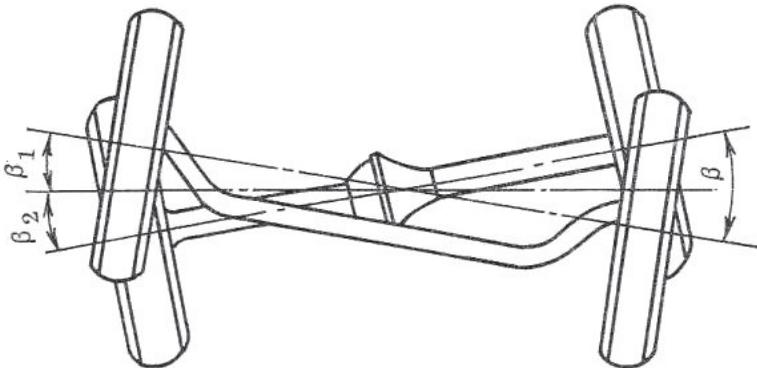


Рис. 10.2. Схема определения углов перекоса мостов

Способность автопоезда двигаться по пересеченной местности определяется *углами гибкости в продольной  $\beta_f$  и поперечной  $\alpha_f$  плоскостях* (рис. 10.3). По существующим нормативам угол гибкости в продольной плоскости у двухосных прицепов должен быть не менее  $62^\circ$  и у седельных автопоездов не менее  $8^\circ$ . В поперечной плоскости угол гибкости для автопоездов с двухосным прицепом должен быть не менее  $55^\circ$  и у седельных автопоездов не менее  $90^\circ$ .

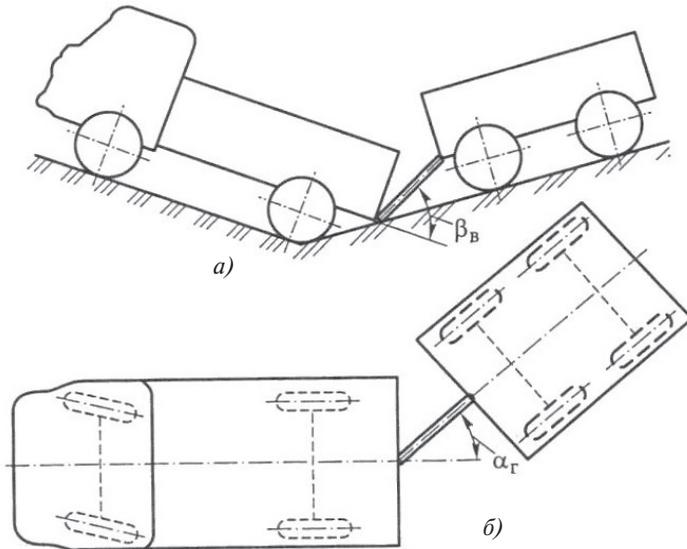


Рис. 10.3. Углы гибкости автопоезда в вертикальной (а) и горизонтальной (б) плоскостях

*Наибольший угол преодолеваемого подъема*, имеющего протяженность не менее двукратной длины автомобиля или автопоезда, ровную поверхность, преодолеваемый автомобилем без использования инерции, составляет 25% ( $14^\circ$ ) для одиночного автомобиля и 18% ( $10,2^\circ$ ) для автопоезда.

### 10.3. Тяговая и опорно-сцепная проходимость

Тяговые и опорно-сцепные параметры автомобиля характеризуют его проходимость при движении по мягким грунтам (сыпучий песок, пашня, размытый грунт, заболоченная местность), снегу и движении на подъем. Эти параметры зависят от максимальной силы тяги, развиваемой автомобилем, и сцепления ведущих колес с дорогой.

В наибольшей степени проходимость автомобиля в указанных выше условиях зависит от механических свойств грунтов — сопротивления сжатию, сдвигу и срезу.

По ГОСТ 22653-77 к оценочным показателям опорной проходимости относятся: сцепная масса, коэффициент сцепной массы, удельная мощность, мощность сопротивления движению, мощность колееобразования, полная сила тяги, коэффициент свободной силы тяги и др.

*Сцепная масса* — это часть полной массы, создающая нагрузку на ведущие колеса ( $m_{\text{сц}}$ ).

*Коэффициент сцепной массы*  $k_{\phi}$  определяется отношением сцепной массы к полной массе:  $k_{\phi} = \frac{m_{\text{сц}}}{m_A} = \frac{G_{\text{сц}}}{G_A}$ . Чем больше сцепной вес автомобиля  $G_{\text{сц}}$  и коэффициент  $k_{\phi}$ , тем меньше вероятность потери проходимости.

*Удельная мощность автомобиля* представляет собой отношение максимальной мощности двигателя к полной массе автомобиля:

$$N_{\text{уд}} = \frac{N_{e\text{max}}}{m_A}, \text{ кВт/т.} \quad (10.2)$$

Чем выше значение  $N_{\text{уд}}$ , тем выше проходимость автомобиля. Так, для грузовых автомобилей дорожной проходимости удельная мощность должна составлять 5...12 кВт/т, а для автопоездов — не менее 5,15 кВт/т.

*Удельное давление на опорную поверхность* характеризует проходимость автомобиля по мягким дорогам и может быть представлено в следующем виде:

$$P_{\text{уд}} = \frac{P_Z}{F_{\text{ш}}}, \quad (10.3)$$

где  $P_Z$  — вертикальная нагрузка на колесо;  $F_{\text{ш}}$  — площадь контакта колеса с дорогой.

Для дорожных автомобилей рекомендуют верхние ограничения пределов этого давления на дорогах с твердым покрытием:  $p_{\text{уд}} \leq 0,6$  МПа. Для полноприводных автомобилей рекомендуемые значения давления значительно выше.

Сопротивление качению по деформируемым грунтам обусловлено затратами энергии на деформацию и перемещение грунтовой массы и гистерезисные потери в шинах. У недеформируемых колес сопротивление качению может быть определено с помощью следующей зависимости:

$$P_f \sim 0,5 k_z b h^2, \quad (10.4)$$

где  $h$  – глубина колеи, определение которой можно выполнить по формуле

$$h = \sqrt[3]{\frac{P_z^2}{k_z^2 b D}}; \quad (10.5)$$

$k_z$  – коэффициент объемного сжатия грунта, приведенный к размерам колеса:

$$k_z = 0,01 k_0 (bD)^{1,2}; \quad (10.6)$$

$k_0$  – коэффициент объемного сжатия грунта, найденный экспериментально или принятый из справочных таблиц характеристик грунтов;  $D$  – диаметр жесткого колеса;  $b$  – ширина протеканной колеи, равная ширине протектора шины  $B_{\text{ш}}$ .

Тогда сила сопротивления качению равна:

$$P_f \sim 0,5 \sqrt[3]{\frac{P_z^4}{k_z b D^2}} \quad (10.7)$$

и, соответственно,

$$f = 0,5 \sqrt[3]{\frac{P_z}{k_z b D^2}}. \quad (10.8)$$

Равномерное движение по грунтам возможно при выполнении следующих условий:

$$P_f \leq P_{k1\text{max}} \leq P_\phi. \quad (10.9)$$

При подстановке в это соотношение значений сил получим условие тяговой и опорно-цепной проходимости автомобиля:

$$G_A f \frac{M_{e\text{max}} U_T \eta_T}{r_d} \leq G_{\text{цп}} \phi. \quad (10.10)$$

Из этого условия следует, что для повышения проходимости необходимо уменьшать коэффициент сопротивления качению  $f$ , увеличивать передаточное число трансмиссии  $u_T$ , увеличивать сцепную массу  $G_{\text{цп}}$ , увеличивать коэффициент сцепления шин с дорогой  $\phi$ .

Разделим все части неравенства на силу тяжести  $G_A$  и получим выражения:

$$f \leq \frac{M_{e\text{max}} U_T \eta_T}{G_A r_d} \leq k_\phi \phi \quad \text{или} \quad f \leq \frac{P_{k\text{max}}}{G_A} \leq k_\phi \phi. \quad (10.11)$$

Учитывая, что при малой скорости движения сила сопротивления воздуха незначительна ( $P_B = 0$ ), то выражение (10.9) можно записать в виде:

$$f \leq \frac{P_{k \max} - P_B}{G_A} \leq k_\varphi \varphi \quad (10.12)$$

или

$$f \leq D \leq k_\varphi \varphi. \quad (10.12')$$

#### 10.4. Влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на проходимость автомобиля

Из выражения (10.10) следует, что для повышения проходимости автомобиля следует в автомобиль вносить такие конструктивные изменения, которые направлены:

- на уменьшение коэффициента сопротивления качению  $f$ ;
- увеличение динамического фактора  $D$ ;
- увеличение коэффициента использования сцепной массы  $k_\varphi$ ;
- повышение коэффициента сцепления  $\varphi$ .

Для уменьшения  $f$  через уменьшение глубины колеи на автомобилях устанавливают широкопрофильные  $\left( \frac{\hat{A}_o}{I_o} = 1,1 \dots 1,6 \right)$  или арочные  $\left( \frac{\hat{A}_o}{I_o} = 1,6 \dots 2,5 \right)$  шины, пневмокотки  $\left( \frac{B_{ш}}{H_{ш}} = 2,5 \dots 10 \right)$ , шины низкого или регулируемого давления.

По сравнению с обычными (тороидными) шинами площадь контакта широкопрофильных шин больше на 20–40%, арочных в 1,5–2 и пневмокотков в 2,5–3 раза больше (рис. 10.4).

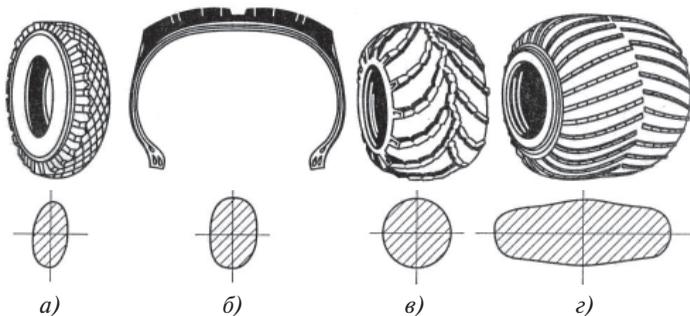


Рис. 10.4. Типы шин и площади их контакта с опорной поверхностью: а) тороидная; б) широкопрофильная; в) арочная; г) пневмокотков

Для оптимального формирования колеи важное значение имеет соотношение колеи передних и задних колес. Несовпадение колеи передних и задних колес приводит к увеличению силы сопротивления качению и соответственно  $f$ , поэтому на автомобилях повышенной проходимости обеспечивается их совпадение, что повышает проходимость, поскольку задние колеса катятся по уже уплотненному грунту (рис. 10.5).

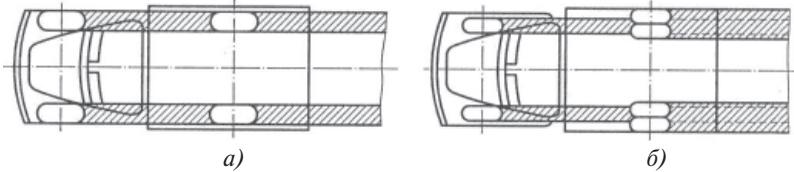


Рис. 10.5. Схема образования колеи двухосным автомобилем:  
а) колея передних и задних колес совпадает; б) колея не совпадает

Для увеличения динамического фактора автомобиля  $D$  в раздаточных коробках предусматриваются пониженные передачи с передаточным отношением около  $U_{\text{дк}} = 2$ . Тогда общее передаточное число трансмиссии определяется как произведение:  $U_{\text{т}} = U_{\text{к}} U_{\text{дк}} U_{\text{гп}}$ . Соответственно увеличится тяговая сила на ведущих колесах:

$$P_k = \frac{M_e U_k U_{\text{дк}} U_{\text{гп}} \eta_{\text{т}}}{r_{\text{д}}} \quad \text{и динамический фактор} \quad D_{\text{дк}} = \frac{P_k - P_B}{G_A}, \quad \text{что}$$

позволяет автомобилю преодолевать повышенные дорожные сопротивления (рис. 10.6). Увеличение динамического фактора на автомобилях повышенной проходимости достигают за счет увеличения отношения  $\frac{M_{e \text{ max}}}{G_A}$ .

Увеличить это отношение можно как за счет увеличения мощности и крутящего момента двигателя автомобиля повышенной проходимости по сравнению с базовой моделью, так и за счет уменьшения его полной массы (веса).

Как следует из условия проходимости (10.12), проходимость автомобиля повышается с увеличением коэффициента использования массы (веса) автомобиля  $k_{\phi}$ . Поэтому автомобили повышенной и высокой проходимости имеют привод на все колеса (к.ф. 4×4, 6×6, 8×8) и, соответственно,  $k_{\phi} = 1$ .

Для повышения коэффициента сцепления  $\phi$  применяют шины со специальным протектором (рис. 10.7), выполненным в виде елочки. Широко применяются специальные зимние шины, которые за счет свойств резины и формы протектора обеспечивают хорошие сцепные характеристики.

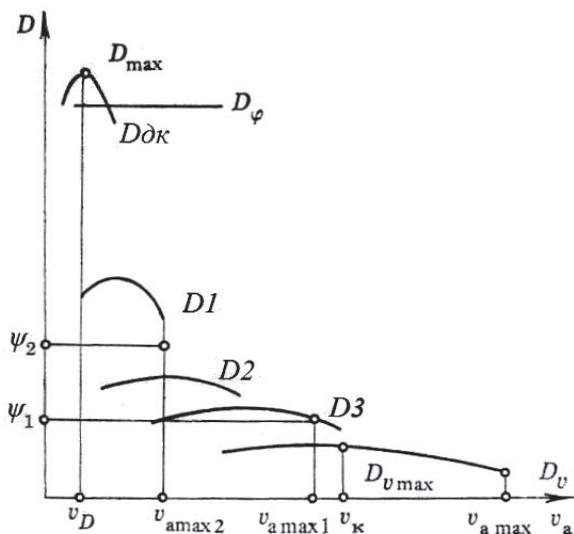


Рис. 10.6. Динамический фактор автомобиля с понижающей передачей в раздаточной коробке

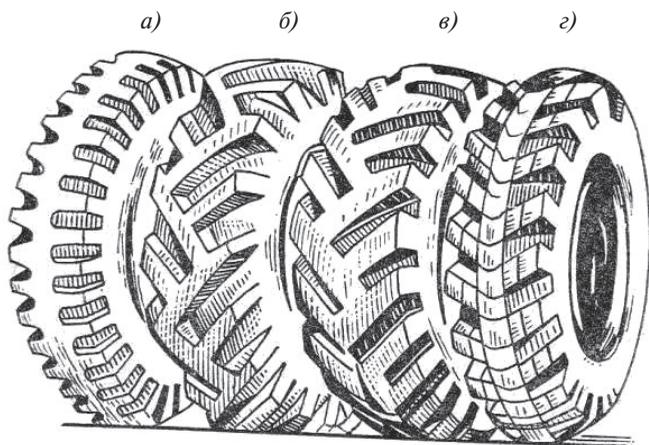


Рис. 10.7. Шины для автомобилей повышенной проходимости:  
 а) прямая елка; б) и в) косая елка; г) расчлененная елка

В период ухудшения дорожных условий с точки зрения сцепных возможностей на автомобилях летние шины меняют на зимние шипованные, обеспечивающие хорошие сцепные качества в условиях гололеда и снежного покрова на дороге.

Автомобили, предназначенные для работы по размокшим грунтам, в заснеженной или болотистой местности, снабжают специальными цепями противоскольжения (рис. 10.8). Однако используют их для временного повышения проходимости автомобиля на тяжелых участках дороги.

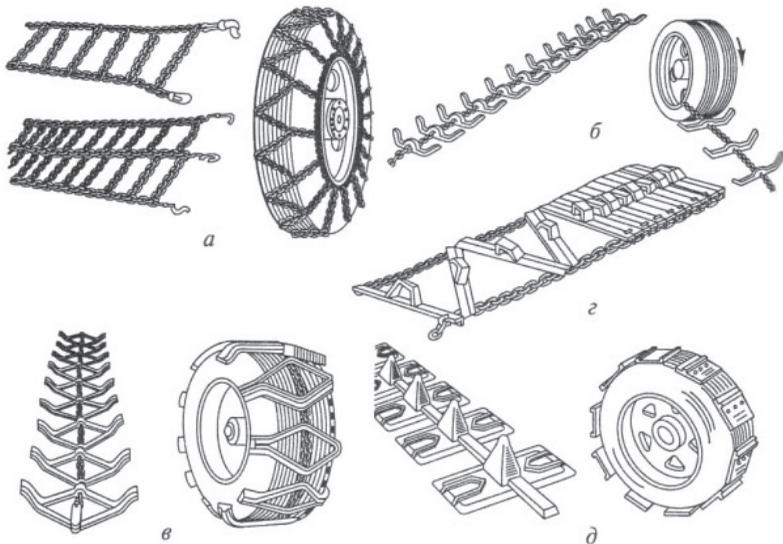


Рис. 10.8. Цепи противоскольжения:  
 а) мелкозвенчатые; б) с прямыми траками; в) с ромбовидными траками;  
 г) браслетные; д) с широкими траками

### 10.5. Циркуляция мощности

В случае движения автомобиля с заблокированным приводом по дороге с малым сопротивлением привод к ведущим колесам дополнительно нагружается. Рассмотрим движение двухосного автомобиля с к.ф. 4×4 при отсутствии или блокировании межосевого дифференциала (рис. 10.9).

Ранее было показано, что радиус качения колеса связан с передаваемым моментом  $M_k$  и, соответственно, с тяговой силой  $P_k$  (2.5):

$$r_k = r_{k0} - \lambda'_T P_k$$

При эксплуатации автомобиля часто имеет место несовпадение значений радиусов качения без скольжения переднего  $r_{01}$  и заднего  $r_{02}$  мостов (неодинаковый износ протектора, разное давление

в шинах, разная нагрузка на колеса), тогда в случае  $r_{01} > r_{02}$  радиусы качения под нагрузкой моментом будут определяться зависимостями:

$$r_{k1} = r_{01} - \lambda'_{T1} P_{k1}; \quad r_{k2} = r_{02} - \lambda'_{T2} P_{k2}. \quad (10.13)$$

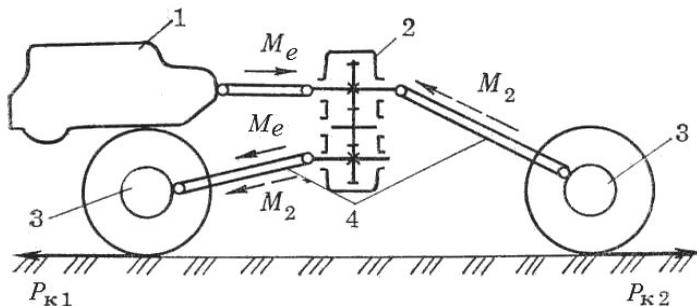


Рис. 10.9. Схема привода к ведущим колесам полноприводного автомобиля с к.ф. 4x4

С другой стороны,  $P_{k1} + P_{k2} = P_k^\Sigma$ , где  $P_k^\Sigma$  – сила суммарного сопротивления движению.

Поскольку привод заблокирован, колеса вращаются с одинаковой угловой скоростью; линейная скорость движения центров колес тоже одинакова. Отсюда следует, что  $r_{k1} = r_{k2}$  и, соответственно,  $r_{01} - \lambda'_{T1} P_{k1} = r_{02} - \lambda'_{T2} P_{k2}$ .

При условии  $P_{k1} + P_{k2} = P_k^\Sigma$  решение этой системы уравнений дает следующие значения сил, действующих на передние и задние колеса:

$$P_{k1} = \frac{\lambda'_{T2} + \Delta r}{\lambda'_{T1} + \lambda'_{T2}}; \quad P_{k2} = \frac{\lambda'_{T1} - \Delta r}{\lambda'_{T1} + \lambda'_{T2}}, \quad (10.14)$$

где  $\Delta r = r_{01} - r_{02}$ .

Если зависимости (10.13) представить в графическом виде (рис. 10.10), то с помощью этого графика можно установить режим качения передних и задних колес.

Поскольку радиусы качения передних и задних колес одинаковы, прямая, параллельная оси  $P_k$ , при пересечении с наклонными прямыми, соответствующими уравнениям (10.13), отсекает отрезки, пропорциональные окружным силам колес. При этом окружная сила на колесах с большим радиусом (в рассматриваемом случае – передних) будет всегда положительной (тяговый режим). Окружная сила на колесах с меньшим радиусом (в нашем случае – задних) будет положительной только при  $r_k < r_{02}$ . При  $r_k > r_{02}$ , как

это следует из графика, сила  $P_{к2}$  будет отрицательной (тормозной режим). Эта сила создает момент  $M_2 = P_{к2} \cdot r_{02}$ , который передается через трансмиссию к колесам переднего моста (рис. 10.9) и суммируется с моментом, передаваемым к этому мосту от двигателя ( $M_e$ ). Таким образом, в замкнутом контуре (задние колеса – главная передача переднего моста – карданная передача заднего моста – раздаточная коробка – карданная передача переднего моста – главная передача переднего моста – передние колеса) все элементы трансмиссии оказываются нагруженными дополнительным крутящим моментом. Появление такого момента называют циркуляцией мощности. Движение автомобиля с циркуляцией мощности сопровождается повышенным износом шин и дополнительным сопротивлением движению. Для исключения этого явления в раздаточной коробке устанавливается межосевой дифференциал, позволяющий колесам автомобиля катиться с различной угловой скоростью.

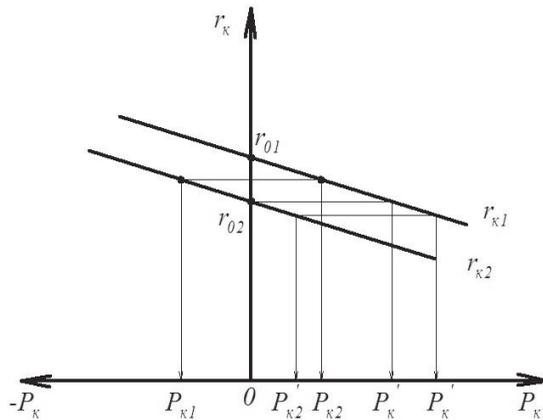


Рис. 10.10. График зависимости радиусов качения от окружных сил

### Вопросы для самоконтроля

1. Что такое проходимость автомобиля?
2. На какие типы разделяются автомобили по проходимости?
3. Как формируются условия тяговой и опорно-сцепной проходимости?
4. От чего зависит геометрическая (профильная) проходимость автомобиля?
5. Почему возникает циркуляция паразитной мощности в трансмиссии двусосного полноприводного автомобиля?
6. За счет каких конструктивных параметров можно повысить проходимость автомобиля?

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Гришкевич, А.И. Автомобили: теория : учеб. для вузов / А.И. Гришкевич. – Минск : Выш. шк., 1986. – 208 с.
2. Литвинов, А.С. Автомобиль: теория эксплуатационных свойств : учеб. для вузов / А.С. Литвинов, Я.Е. Фаробин. – М. : Машиностроение, 1989. – 240 с.
3. Вахламов, В.К. Автомобиль: эксплуатационные свойства : учеб. для студ. вузов / В.К. Вахламов. – М. : Academia, 2005. – 240 с.
4. Галимзянов, Р.К. Теория автомобиля : учеб. пособие / Р.К. Галимзянов. – Челябинск : Изд-во ЮУрГУ, 2007. – 220 с.

## СПИСОК ОБОЗНАЧЕНИЙ

- $A$  – кинетическая энергия (работа)  
 $A_a$  – лобовая площадь автомобиля  
 $a$  – расстояние от центра массы автомобиля до оси передних колес, расстояние от нормальной реакции до оси колеса  
 $a_R$  – расстояние от нормальной реакции до оси колеса  
 $a_n$  – расстояние от центра подрессоренной массы до оси передних колес  
 $B$  – колея колес автомобиля  
 $B_a$  – ширина автомобиля  
 $b$  – расстояние от центра массы автомобиля до оси задних колес  
 $b_n$  – расстояние от центра подрессоренной массы до оси задних колес  
 $B_{ш}$  – ширина шины  
 $C$  – жесткость упругого элемента  
 $C_{np}$  – приведенная к средней плоскости колес жесткость подвески  
 $C_{n1}$  – жесткость передней подвески  
 $C_{n2}$  – жесткость задней подвески  
 $C_{ш1}$  – жесткость передних шин  
 $C_{ш2}$  – жесткость задних шин  
 $C_x$  – коэффициент обтекаемости кузова  
 $D$  – динамический фактор  
 $D_{сц}$  – динамический фактор по сцеплению  
 $D_{эм}$  – активный (наибольший) диаметр гидротрансформатора  
 $d$  – диаметр обода колеса  
 $f$  – коэффициент сопротивления качению  
 $f_0$  – коэффициент сопротивления качению при малой скорости  
 $f_v$  – коэффициент сопротивления качению в зависимости от скорости  
 $f_{см}$  – статический прогиб подвески  
 $f_d$  – динамический прогиб подвески  
 $f_{ш}$  – деформация шины  
 $F_{ш}$  – площадь контакта шины  
 $G_a$  – сила тяжести (вес) автомобиля  
 $G_1$  – сила тяжести, приходящаяся на передние колеса  
 $G_2$  – сила тяжести, приходящаяся на задние колеса  
 $G_{сц}$  – сцепной вес автомобиля  
 $G_{к}$  – нагрузка на колесо  
 $G_0$  – вес автомобиля в снаряженном состоянии  
 $g$  – ускорение свободного падения

$H_a$  — высота автомобиля  
 $H_{ш}$  — высота профиля шины  
 $h_g, h_u$  — высота центра массы автомобиля  
 $h_s$  — высота приложения силы аэродинамического сопротивления  
 $h, h_1, h_2$  — дорожный просвет автомобиля  
 $i$  — уклон дороги  
 $i_{эм}$  — передаточное число гидромумфты  
 $i_{ст}$  — передаточное число гидротрансформатора  
 $I_d$  — момент инерции двигателя  
 $I_k$  — момент инерции колеса  
 $\Sigma I_k$  — суммарный момент инерции колес автомобиля  
 $j_A$  — ускорение разгона автомобиля  
 $j_T$  — замедление при торможении  
 $j_{Tmax}$  — максимальное замедление при торможении  
 $\kappa_s$  — коэффициент сопротивления воздуха  
 $\kappa_\phi$  — коэффициент сцепной массы  
 $\kappa_p$  — коэффициент сопротивления амортизатора  
 $\kappa_{рж}$  — коэффициент сопротивления амортизатора при сжатии  
 $\kappa_{рот}$  — коэффициент сопротивления амортизатора при отбое  
 $\kappa_{ст}$  — коэффициент трансформации ГДТ  
 $\kappa_{ш}$  — коэффициент амортизации шины  
 $\kappa_{ув}$  — коэффициент сопротивления боковому уводу шины  
 $\kappa_3$  — коэффициент эффективности торможения  
 $L$  — база автомобиля  
 $l_0$  — расстояние между осями шкворней или осями поворота управляемых колес  
 $l_1$  — расстояние от точки крепления оси рычага подвески до оси пружины подвески  
 $l_2$  — расстояние от точки крепления оси рычага подвески до оси колеса  
 $M, m_{но}$  — поддрессоренная масса автомобиля  
 $m_{ин}$  — неподдрессоренная масса автомобиля  
 $M_1, m_{н1}$  — неподдрессоренная масса автомобиля, приходящаяся на передние колеса  
 $M_2, m_{н2}$  — неподдрессоренная масса автомобиля, приходящаяся на задние колеса  
 $m_A$  — полная масса автомобиля  
 $m_{сп}$  — масса перевозимого автомобилем груза  
 $m_1$  — часть полной массы автомобиля, приходящаяся на передние колеса  
 $m_2$  — часть полной массы автомобиля, приходящаяся на задние колеса

$M_e$  – эффективный крутящий момент двигателя  
 $M_{je}$  – инерционный момент двигателя  
 $M_{кр}$  – крутящий момент на ведущих колесах  
 $M_{mp}$  – момент трения в трансмиссии  
 $M_{jk}$  – инерционный момент колеса  
 $M_N$  – крутящий момент двигателя при максимальной мощности  
 $M_{emax}$  – максимальный крутящий момент двигателя  
 $M_T$  – тормозной момент  
 $M_\phi$  – предельный момент по сцеплению колес с дорогой  
 $M_f$  – момент сопротивления качению  
 $M_H$  – момент на насосном колесе ГТ  
 $M_T$  – момент на турбинном колесе ГТ  
 $N_e$  – эффективная мощность двигателя  
 $N_{emax}$  – максимальная мощность двигателя  
 $N_v$  – мощность двигателя при максимальной скорости  
 $N_{уд}$  – удельная мощность двигателя  
 $N_e$  – эффективная мощность двигателя  
 $N_k$  – мощность на ведущих колесах  
 $N_{\phi V}$  – мощность, затрачиваемая на преодоление дорожного сопротивления при максимальной скорости  
 $N_g$  – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха  
 $Q$  – общий расход топлива  
 $Q_T$  – часовой расход топлива  
 $Q_S$  – путевой расход топлива  
 $q_e$  – удельный эффективный расход топлива двигателем  
 $q_N$  – удельный эффективный расход топлива двигателем при максимальной мощности  
 $q_{min}$  – минимальный удельный эффективный расход топлива двигателем  
 $P$  – действующая сила  
 $P_X$  – сила по оси X  
 $P_Y$  – сила по оси Y  
 $P_Z$  – сила по оси Z  
 $P_f$  – сила сопротивления качению  
 $P_\phi$  – предельная сила по сцеплению  
 $P_\psi$  – сила дорожного сопротивления  
 $P_\alpha$  – сила сопротивления подъему  
 $P_g$  – сила аэродинамического сопротивления

$P_j$  – приведенная сила инерции  
 $P_k$  – тяговая сила на колесе  
 $P_T$  – суммарная тормозная сила  
 $P_{T1,2}$  – тормозные силы на передних и задних колесах  
 $P_{Ц}$  – центробежная сила  
 $P_{тр}$  – сила трения  
 $p_{ш}$  – давление воздуха в шине  
 $p_{уд}$  – удельное давление  
 $R$  – радиус поворота  
 $R_L$  – продольный радиус проходимости  
 $R_B$  – поперечный радиус проходимости  
 $R_X$  – касательная реакция дороги  
 $R_Y$  – боковая реакция дороги  
 $R_Z$  – нормальная реакция дороги  
 $r_{ст}$  – статический радиус колеса  
 $r_{д}$  – динамический радиус колеса  
 $r_k$  – радиус качения колеса  
 $r_{к0}$  – радиус качения ведомого колеса  
 $r_y$  – радиус инерции подрессоренной массы относительно оси Y  
 $S_a$  – путь, пройденный автомобилем  
 $S_p$  – путь разгона  
 $S$  – скольжение в гидромуфте или в гидротрансформаторе  
 $S_T$  – тормозной путь  
 $S_0$  – остановочный путь  
 $T$  – период колебаний  
 $t_1$  – время реакции водителя  
 $t_2$  – время запаздывания срабатывания тормозов  
 $t_3$  – время нарастания замедления до установившегося значения  
 $t_4$  – время торможения при установившемся замедлении  
 $t_T$  – время торможения  
 $t_o$  – остановочное время  
 $t_p$  – время разгона  
 $t_n$  – время переключения передач  
 $u_k$  – передаточное число коробки передач  
 $u_{zn}$  – передаточное число главной передачи  
 $u_0$  – передаточное число дополнительной коробки  
 $u_T$  – передаточное число трансмиссии  
 $V_a$  – скорость автомобиля  
 $V_0$  – действительная скорость движения

$V_T$  – теоретическая скорость движения  
 $V_{max}$  – максимальная скорость автомобиля  
 $V_{min}$  – минимальная скорость автомобиля  
 $V_{кр}$  – критическая скорость  
 $Z_0$  – вертикальное перемещение центра поддрессоренной массы  
 $Z_1$  – вертикальное перемещение поддрессоренной массы над осью передних колес  
 $Z_2$  – вертикальное перемещение поддрессоренной массы над осью задних колес  
 $\alpha$  – угол продольного уклона, угол поворота поддрессоренной массы вокруг оси Y  
 $\gamma_1$  – передний угол проходимости (свеса)  
 $\gamma_2$  – задний угол проходимости (свеса)  
 $\beta$  – угол поперечного уклона дороги, суммарный угол перекоса мостов  
 $\beta_1, \beta_2$  – углы перекоса переднего и заднего мостов  
 $\beta_{кр}$  – критический угол поперечного уклона  
 $\beta_T$  – коэффициент распределения тормозных сил  
 $\delta$  – относительная скорость скольжения в контакте колеса с дорогой  
 $\delta_1$  – угол увода передних колес  
 $\delta_2$  – угол увода задних колес  
 $\delta_j$  – коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс автомобиля  
 $\delta_{jk}$  – коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс колес  
 $\varepsilon$  – угловое ускорение  
 $\gamma_T$  – удельная тормозная сила  
 $\theta$  – угол поворота автомобиля  
 $\theta_B$  – угол поворота внутреннего колеса  
 $\theta_H$  – угол поворота внешнего колеса  
 $\mu$  – коэффициент трения трущихся поверхностей  
 $\varphi$  – коэффициент сцепления  
 $\varphi_0$  – коэффициент сцепления, при котором одновременно блокируются передние и задние колеса  
 $\varphi_X$  – коэффициент сцепления в продольном направлении  
 $\varphi_Y$  – коэффициент сцепления в поперечном направлении  
 $\rho_B$  – плотность воздуха  
 $\rho_{\mathcal{E}}$  – плотность жидкости ГТ  
 $\rho_{\dot{O}}$  – плотность топлива  
 $\psi$  – коэффициент дорожного сопротивления

$\psi_V$  – коэффициент дорожного сопротивления при максимальной скорости

$\eta_T$  – КПД трансмиссии

$\eta_{zm}$  – КПД гидромуфты

$\eta_{zm}$  – КПД гидротрансформатора

$\eta_1, \eta_2$  – коэффициенты связи колебаний передней и задней частей кузова автомобиля

$\lambda_H$  – коэффициент крутящего момента насосного колеса ГТ

$\lambda_T$  – коэффициент крутящего момента турбинного колеса ГТ

$\lambda_z$  – коэффициент вертикальной деформации шины

$\omega$  – угловая скорость вращения

$\omega_e$  – угловая скорость коленчатого вала двигателя (текущая)

$\omega_k$  – угловая скорость колеса

$\omega_V$  – угловая скорость коленчатого вала двигателя при максимальной скорости

$\omega_N$  – угловая скорость коленчатого вала двигателя при максимальной мощности

$\omega_M$  – угловая скорость коленчатого вала двигателя при максимальном крутящем моменте

$\omega_{\min}$  – минимальная угловая скорость коленчатого вала двигателя

$\omega_{\max}$  – максимальная скорость коленчатого вала двигателя

$\omega_H$  – угловая скорость насосного колеса ГТ

$\omega_T$  – угловая скорость турбинного колеса ГТ

$\omega_1, \omega_2$  – парциальные частоты колебаний подрессоренной массы

$I$  – степень использования мощности двигателя

$E$  – степень использования оборотов двигателя

$P$  – прозрачность ГТ

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	3
1. ОСНОВНЫЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА АВТОМОБИЛЯ .....	4
2. ТЯГОВО-СКОРОСТНЫЕ СВОЙСТВА АВТОМОБИЛЯ .....	6
2.1. Понятия. Оценочные показатели .....	6
2.2. Внешняя скоростная характеристика двигателя .....	6
2.3. Основы теории качения колеса .....	9
2.4. Сопротивление качению. Коэффициент сопротивления качению колеса .....	10
2.5. Силы и моменты, действующие на колесо при качении ....	13
2.6. Предельные силы и моменты по сцеплению. Коэффициент сцепления .....	15
2.7. Силы, действующие на автомобиль в тяговом режиме ....	18
2.8. Определение нормальных реакций на колесах автомобиля в тяговом режиме .....	21
2.9. Уравнение движения автомобиля .....	22
2.10. Уравнение и график тягового баланса автомобиля .....	23
2.11. Уравнение и график мощностного баланса автомобиля .....	25
2.12. Динамический фактор. Динамическая характеристика автомобиля .....	26
2.13. Разгон автомобиля .....	28
<i>Вопросы для самоконтроля</i> .....	30
3. ТОРМОЗНЫЕ СВОЙСТВА .....	32
3.1. Понятия торможения. Измерители тормозных свойств .....	32
3.2. Силы и моменты, действующие на колесо при торможении .....	33
3.3. Силы и моменты, действующие на автомобиль при торможении .....	36
3.4. Тормозные силы на пределе блокирования всех колес ....	37
3.5. Распределение тормозных сил. Коэффициент распределения тормозных сил .....	39
3.6. Регулирование тормозных сил на осях автомобиля ....	41
3.7. Измерители эффективности торможения .....	44
3.8. Остановочный путь .....	45
3.9. Энергетический баланс торможения .....	45
<i>Вопросы для самоконтроля</i> .....	46

4. ТОПЛИВНАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ АВТОМОБИЛЯ .....	48
4.1. Понятие топливной экономичности.	
Измерители топливной экономичности .....	48
4.2. Уравнение и график топливной экономичности .....	49
4.3. Влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на топливную экономичность .....	51
<i>Вопросы для самоконтроля</i> .....	52
5. ТЯГОВО-СКОРОСТНЫЕ СВОЙСТВА И ТОПЛИВНАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ АВТОМОБИЛЯ С ГИДРОПЕРЕДАЧЕЙ .....	53
5.1. Автоматизация управления автомобилем. Гидромуфта. Гидротрансформатор .....	53
5.2. Построение совместной характеристики системы двигатель – гидротрансформатор .....	56
5.3. Влияние гидротрансформатора на тягово-скоростные свойства и топливно-экономическую характеристику автомобиля .....	57
<i>Вопросы для самоконтроля</i> .....	60
6. ТЯГОВЫЙ РАСЧЁТ АВТОМОБИЛЯ .....	61
6.1. Задачи тягового расчета .....	61
6.2. Исходные данные .....	61
6.3. Определение параметров автомобиля .....	62
6.4. Определение параметров двигателя .....	63
6.5. Определение параметров трансмиссии .....	66
6.6. Анализ тягово-скоростных свойств автомобиля .....	68
6.7. Мощностной баланс автомобиля .....	76
<i>Вопросы для самоконтроля</i> .....	77
7. УПРАВЛЯЕМОСТЬ, ПОВОРАЧИВАЕМОСТЬ И МАНЕВРЕННОСТЬ АВТОМОБИЛЯ .....	79
7.1. Понятия и условия управляемости .....	79
7.2. Поворот автомобиля. Силы, действующие на автомобиль на повороте .....	81
7.3. Боковой увод шин .....	84
7.4. Стабилизация управляемых колес .....	86
7.5. Поворачиваемость автомобиля .....	87
7.6. Маневренность автомобиля .....	89
<i>Вопросы для самоконтроля</i> .....	91
8. УСТОЙЧИВОСТЬ АВТОМОБИЛЯ .....	92
8.1. Понятия устойчивости и оценочные показатели .....	92
8.2. Устойчивость автомобиля против бокового скольжения и опрокидывания при движении на повороте .....	92
8.3. Занос передних и задних колес .....	95
<i>Вопросы для самоконтроля</i> .....	97

9. ПЛАВНОСТЬ ХОДА .....	98
9.1. Понятия и измерители плавности хода .....	98
9.2. Колебательная система автомобиля .....	100
9.3. Приведенная жесткость подвески .....	102
9.4. Упругая характеристика подвески и характеристика амортизатора .....	103
9.5. Свободные колебания поддрессоренной массы без учета колебаний неподдрессоренных масс и затухания .....	105
9.6. Свободные колебания поддрессоренной и неподдрессоренных масс без учета затуханий .....	110
9.7. Свободные колебания с учетом затуханий .....	113
<i>Вопросы для самоконтроля</i> .....	116
10. ПРОХОДИМОСТЬ АВТОМОБИЛЯ .....	117
10.1. Понятия проходимости .....	117
10.2. Геометрические параметры проходимости .....	118
10.3. Тяговая и опорно-сцепная проходимость .....	121
10.4. Влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на проходимость автомобиля .....	124
10.5. Циркуляция мощности .....	127
<i>Вопросы для самоконтроля</i> .....	129
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК .....	130
СПИСОК ОБОЗНАЧЕНИЙ .....	131

Учебное издание

*Скутнев Василий Михайлович*

## ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА АВТОМОБИЛЯ

Учебное пособие

Технический редактор *З.М. Малявина*  
Корректор *Г.В. Данилова*  
Компьютерная верстка: *И.И. Шишкина*  
Дизайн обложки: *И.И. Шишкина*

Подписано в печать 02.09.2011. Формат 60×84/16.  
Печать оперативная. Усл. п. л. 8,14.  
Тираж 200 экз. Заказ № 1-80-10.

Тольяттинский государственный университет  
445667, г. Тольятти, ул. Белорусская, 14

