

Л. В. ГРИГОРЕНКО, В. С. КОЛЕСНИКОВ

ДИНАМИКА автотранспортных средств

Теория, расчет передающих систем
и эксплуатационно-технических
качеств



ВОЛГОГРАД
1998

4

КУРСОВАЯ ДИНАМИКА УПРАВЛЯЕМЫХ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Торможение автомобиля тормозом-замедлителем более эффективно по сравнению с торможением работающим двигателем.

В настоящее время наиболее распространенными схемами тормозов-замедлителей являются:

— выпускной тормоз-замедлитель с заслонкой в выпускном коллекторе двигателя, применяемый на автомобилях КамАЗ;

— гидродинамический тормоз-замедлитель — обычная гидромурфта с заторможенной турбиной;

— электродинамический тормоз-замедлитель, работающий по принципу вихревых токов.

Привод к тормозам-замедлителям чаще делают независимым (от рычага или от кнопки). Иногда он помещается на педали основного тормоза.

4.1. СПОСОБЫ ПОВОРОТА АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

В общем случае траектория движения АТС является криволинейной с непрерывно изменяющейся кривизной. Криволинейность движения обусловлена необходимостью совершать повороты в соответствии с задаваемой водителем траекторией, а также неизбежным отклонением АТС от заданной траектории вследствие действия внешних возмущений.

Способность управляемого водителем АТС совершать криволинейное движение называется поворотливостью и оценивается двумя свойствами: управляемостью и устойчивостью.

Управляемость — свойство АТС сохранять в определенной дорожно-климатической обстановке заданное направление движения или изменять его в соответствии с воздействием на рулевое управление.

Устойчивость — свойство АТС, характеризующее его способность сохранять заданное направление движения при воздействии внешних сил, стремящихся отклонить его от этого направления. В экстремальных условиях недостаточная устойчивость АТС может привести к его заносу и опрокидыванию.

Понятия управляемость и устойчивость АТС взаимосвязаны, так как они определяются в основном одними и теми же конструктивными параметрами: компоновкой, особенностями рулевого управления, характеристиками шин, параметрами подвески. В то же время влияние параметров АТС на его управляемость и устойчивость может быть различным. Так, с увеличением момента инерции АТС относительно вертикальной оси, проходящей через центр масс, улучшается устойчивость АТС при прямолинейном движении и в то же время ухудшается управляемость: для изменения траектории движения к рулевому управлению необходимо приложить большие усилия.

На режиме неуправляемого движения экстренно заторможенного АТС (с блокировкой всех колес) криволинейное движение оценивается

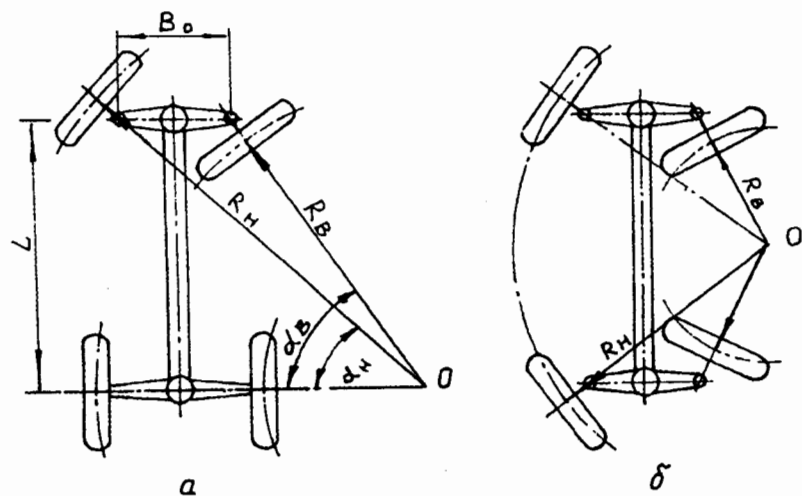


Рис. 4.1
Поворот автомобиля управляемыми колесами

лишь одним свойством — устойчивостью, которая также определяется упомянутыми выше конструктивными параметрами. Поэтому окончательный выбор базовых конструктивных параметров АТС должен производиться с учетом всех свойств и режимов движения.

Выбор способа поворота и параметров АТС, обеспечивающих наилучшие характеристики устойчивости и управляемости, является одной из важных задач при их проектировании.

Колесные машины могут поворачиваться тремя способами: поворотом управляемых колес; притормаживанием неуправляемых колес одного борта (поворот «по-гусеничному»); поворотом звеньев машины относительно друг друга (одноосные тягачи, двухзвенные, или сочлененные машины).

Для автомобилей наиболее распространенным является первый способ поворота — поворот управляемыми колесами. При этом способе оси управляемых колес поворачиваются вокруг некоторых вертикальных цапф (поворотных шкворней) так, чтобы в плоскости поворота они пересекались в одной точке O , называемой центром поворота. Центр поворота определяет радиус поворота автомобиля, а следовательно, и крутизну поворота. На рис. 4.1 показан поворот двухосного автомобиля, имеющего одну (а) и две (б) пары управляемых колес. В последнем случае при одном и том же угле поворота колес радиус будет меньше, т. е. автомобиль будет более поворотливым (маневренным).

Для наиболее часто применяемой схемы поворота автомобиля рис. 4.1,а условием качения шин без скольжения является

$$\operatorname{ctg} \alpha_n - \operatorname{ctg} \alpha_b = B_0 / L, \quad (4.1)$$



Рис. 4.2
Способы поворота многоосных автомобилей:
а — трехосного и б — четырехосного

где α_n и α_b — углы поворота соответственно наружного и внутреннего колеса;

B_0 — расстояние между осями поворотных цапф;

L — база автомобиля.

На рис. 4.2 показаны способы поворота многоосных автомобилей. Здесь: а — типовая схема трехосного автомобиля с одной парой передних управляемых колес; б — типовая схема четырехосных автомобилей.

Как и в двухосном автомобиле, применение передних и задних управляемых колес на многоосных автомобилях позволяет повысить их маневренность. При этом сокращается число колеи при движении на мягких грунтах, а следовательно, уменьшается сопротивление качению колес при повороте, так как задние колеса катятся по грунту, уплотненному передними колесами.

Однако увеличение числа управляемых колес усложняет привод управления автомобилем, особенно когда кроме передних колес управляемыми являются и задние колеса.

Как указывалось выше, многоосный автомобиль обычно имеет очень сложную силовую передачу с большим количеством межколесных и межосевых дифференциалов. Последние делают движение автомобиля на местности малоустойчивым и тем самым снижают его проходимость. Кроме того, усложняется привод к управляемым колесам, особенно если их несколько пар. Управляемые колеса требуют места для своего поворота, что сокращает полезно используемый объем корпуса. При рамной конструкции шасси также необходимо предусмотреть место для свободного разворота управляемых колес.

Все это заставляет конструкторов искать новые способы поворота автомобиля. Одним из таких способов является поворот «по-гусеничному».

Силовая передача автомобиля, поворачивающегося «по-гусеничному», устроена следующим образом (рис. 4.3). Имеются два продольных вала, каждый из которых проходит через бортовые конические редукторы, связанные с колесами автомобиля. Валы имеют на концах выключаемые фрикционные муфты, соединяющиеся между собой

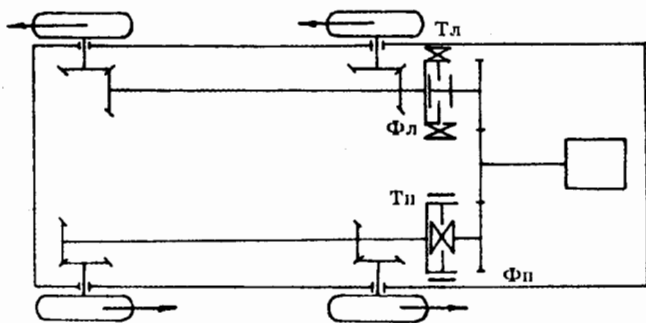


Рис. 4.3
Принципиальная схема автомобиля, поворачивающегося «по-гусеничному»

цилиндрическим редуктором, к которому подводится мощность от двигателя. Ведомые барабаны фрикционных муфт имеют тормоза. При прямолинейном движении автомобиля муфты $\Phi_{л}$ и $\Phi_{п}$ включены, а тормоза $T_{л}$ и $T_{п}$ выключены. При повороте одна из муфт выключена и тормоз этой муфты затормаживается. На колесах возникают противоположно направленные реакции дороги, которые создают поворачивающий момент автомобилю.

Этот способ поворота может найти применение на короткобазовых автомобилях; для длиннобазовых он непригоден, так как при повороте шины сильно изнашиваются вследствие значительного бокового скольжения колес по дороге. Кроме того, при глубокой колеи поворот «по-гусеничному» становится невозможным.

За последние годы появился новый тип колесных и гусеничных машин — сочлененные машины.

Сочлененная машина состоит из двух звеньев. В качестве одного звена может быть использована, например, одноосная тележка, на которой установлены двигатель и кабина водителя. Вторым звеном является полуприцеп. Между звеньями располагаются гидравлические силовые цилиндры (рис. 4.4). Управление цилиндрами связано с рулем машины. При повороте руля поршни и тяги перемещаются в взаимно противоположном направлении. Звенья складываются отно-



Рис. 4.4
Поворот сочлененных колесных машин

сительно друг друга, а машина в целом поворачивается. Поворот происходит с меньшим радиусом, чем поворот однозвенной машины той же базы.

Складывание звеньев может происходить как в горизонтальной (при повороте), так и в вертикальной (при преодолении вертикальных препятствий) плоскости. Следовательно, сочлененная машина обладает повышенной маневренностью и повышенной проходимостью (на некоторых препятствиях). При этом оба звена должны быть активные. Если активное звено одно, как у одноосного автомобиля, то проходимость автомобиля сильно снижается из-за уменьшения его сцепного веса.

Ниже рассматривается только теория поворота автомобиля с управляемыми колесами.

4.2. КИНЕМАТИКА ПОВОРОТА АВТОМОБИЛЯ И АУТОПОЕЗДА

Поворот управляемого колеса относительно рамы (корпуса) автомобиля совершается с помощью рулевой трапеции T (рис. 4.5, слева). Поворот происходит относительно шкворня A (рис. 4.5, справа). Вначале автомобиль входит в поворот, двигаясь по некоторой кривой. После того как колеса перестанут поворачиваться вокруг цапфы, наступает равномерный поворот автомобиля по дуге окружности с некоторым постоянным радиусом R и постоянной угловой скоростью, Ω .

При повороте колес в обратную сторону автомобиль выходит из поворота.

Рассмотрим кинематику равномерного поворота ($R = \text{const}$, $\Omega = \text{const}$ автомобиля (рис. 6).

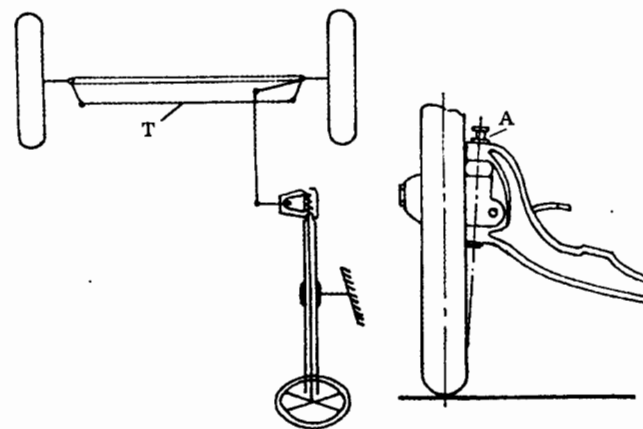


Рис. 4.5
Управляемые колеса автомобиля: T — рулевая трапеция; A — шкворень

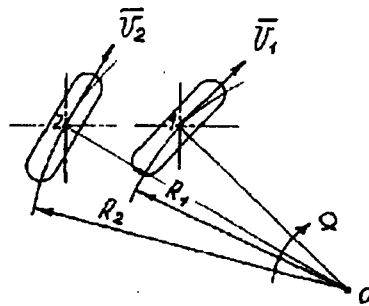


Рис. 4.6
Кинематика поворота автомобиля: \bar{V}_1 и \bar{V}_2 — векторы скоростей колес; R_1 и R_2 — радиусы; 1 и 2 — шкворни; O — центр поворота

Если векторы скоростей \bar{V}_1 и \bar{V}_2 лежат в средних плоскостях качения колес, то при повороте корпуса вокруг центра O колеса будут иметь чистое качение, т. е. будут катиться без увода в сторону (бокового увода). В этом случае оси вращения колес в плоскости поворота автомобиля должны сходиться в центре поворота (O).

Определим условия, при которых автомобиль может поворачиваться без бокового увода.

Если автомобиль двухосный с одной парой управляемых колес, то условием чистого качения всех его колес (4.1) будет расположение центра поворота на оси неуправляемых колес, как это показано на рис. 4.7,а. Это достигается соответствующим подбором параметров рулевой трапеции автомобиля.

Если расположить центр поворота на одной из двух осей неуправляемых колес трехосного автомобиля (рис. 4.7,б), то колеса, принадлежащие другой неуправляемой оси, не могут иметь чистого качения — они будут двигаться с боковым уводом. Чтобы все колеса имели чистое качение, надо иметь по крайней мере две управляемые оси.

В общем случае, если автомобиль или автопоезд имеет n осей, при чистом качении его колес минимум $n-1$ ось должна быть управляемой. Так, для трехосного автомобиля должны быть две управляемые оси, для четырехосного — три и т. д. Отсюда следует, что все схемы

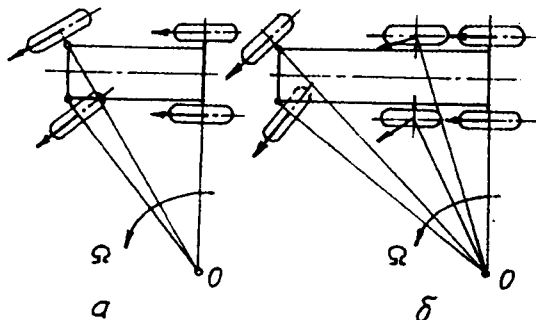


Рис. 4.7
Поворот двухосного (а) и трехосного (б) автомобилей

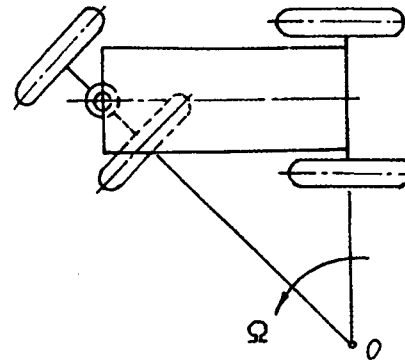


Рис. 4.8
Автоприцеп с поворотным кругом

многоосных автомобилей, показанных на рис. 4.2, будут поворачиваться с боковым уводом колес.

Прицеп автопоезда может иметь рулевую (поворотную) трапецию или поворотный круг. В последнем случае при повороте прицепа (поезда) оба колеса данной оси поворачиваются на один угол (рис. 4.8).

Поворотный круг конструктивно проще трапеции. Однако при повороте он дает больший выбег колесам, при нем не обеспечивается вписываемость колес одного борта в одну колею, кроме того, он несколько увеличивает

высоту платформы прицепа. Кинематически поворотный круг равноценен поворотной трапеции; как и поворотная трапеция, он обеспечивает чистое качение колес.

Определение минимального радиуса поворота и габаритного коридора. При повороте автомобиля (автопоезда) его маневренность определяется кроме скорости поворота минимальным радиусом поворота (R_{min}) и габаритным коридором (H_T).

Минимальным радиусом поворота (рис. 4.9) называется расстояние от центра поворота до средней точки опоры наиболее удаленного управляемого колеса при максимальном угле его поворота (α_{max}).

Габаритный коридор есть ширина полосы, в которую при минимальном радиусе поворота вписывается автомобиль (автопоезд).

При этом следует различать величины R_{min} и H_T при чистом повороте и при наличии увода.

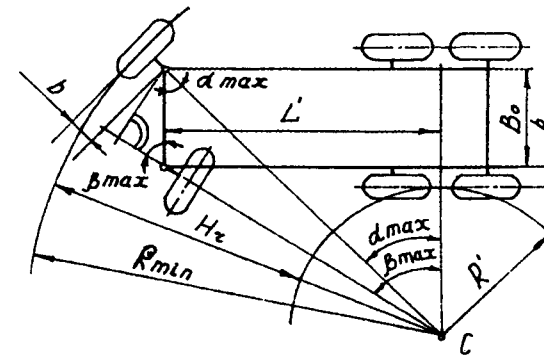


Рис. 4.9
Схема поворота автомобиля к определению габаритного коридора

Рассмотрим чистый поворот (влияние на R_{\min} и H_r увода будет рассмотрено ниже).

Из рис. 4.9 имеем

$$(R_{\min} - b) \sin(\beta_{\max} - \alpha_{\max}) = B_0 \sin \beta_{\max}.$$

Отсюда

$$R_{\min} = \frac{B_0 \sin \beta_{\max}}{\sin(\beta_{\max} - \alpha_{\max})} + b. \quad (4.2)$$

Здесь B_0 — расстояние между осями шкворней поворотных цапф рулевой трапеции;

b — длина цапфы; этой величиной можно пренебречь.

Если углы α_{\max} , β_{\max} известны, то будет известна и продольная координата центра поворота, определяемая этими углами:

$$L' = (R_{\min} - b) \sin \alpha_{\max}. \quad (4.3)$$

В частном случае $L' = L$ (L — база автомобиля); для трехосных автомобилей, сконструированных по схеме рис. 4.2, a L' , выбирают так, чтобы центр поворота находился между осями среднего и заднего мостов. В этом случае качение колес этих мостов происходит по одной колее, этим самым уменьшается вероятность появления циркуляции мощности между этими мостами при отсутствии между ними дифференциала.

Определим теперь габаритный коридор.

Из схемы рис. 4.9 после преобразований получим

$$H_r = \left(\frac{1}{\sin \alpha_{\max}} - \frac{1}{\sin \beta_{\max}} \right) L' + 2b. \quad (4.4)$$

Допустим, что двухосный автомобиль имеет одну или две пары управляемых колес. Для первого случая примем $L' = L$ и для второго $L' = 1/2L$. Тогда из формулы (4.3) получим

$$R_{\min} = \frac{L}{\sin \alpha_{\max}} + b \quad (4.5)$$

и

$$R_{\min} = \frac{L}{2 \sin \alpha_{\max}} + b, \quad (4.6)$$

т. е. при двух парах управляемых колес радиус поворота автомобиля будет примерно в два раза меньше, чем у такого же автомобиля, но с одной парой управляемых колес; то же относится и к габаритному коридору.

Подставляя в формулу (4.4) $L' = L$ и $L' = 1/2L$, получим

$$H_r = \left(\frac{1}{\sin \alpha_{\max}} - \frac{1}{\sin \beta_{\max}} \right) L + 2b, \quad (4.7)$$

$$H_r = \left(\frac{1}{\sin \alpha_{\max}} - \frac{1}{\sin \beta_{\max}} \right) \frac{L}{2} + 2b. \quad (4.8)$$

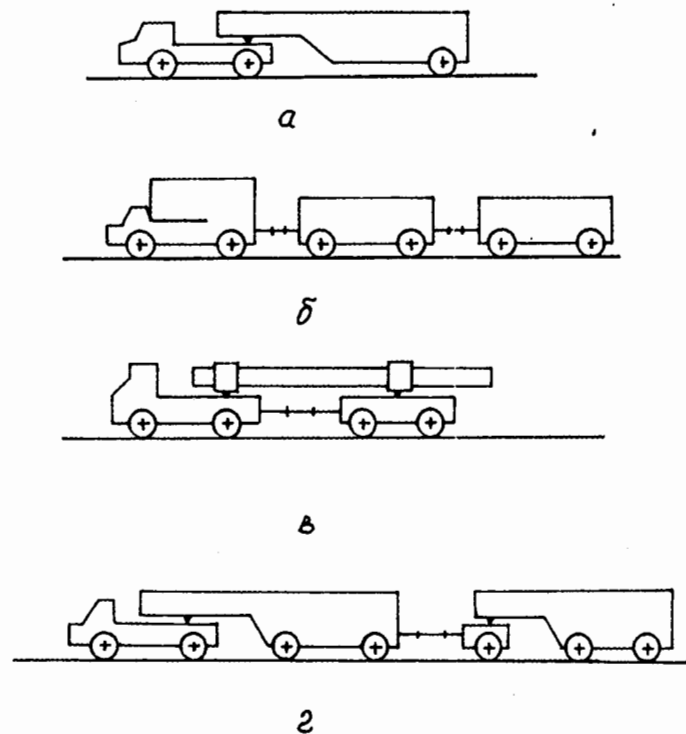


Рис. 4.10. Типы автопоездов:
 a — с полуприцепом; b — с полным прицепом;
 c — с прицепом-роспуском; z — с комбинированными прицепами

Из приведенных формул следует, что маневренность автомобиля зависит от длины его базы. Чем меньше база, тем поворотливее автомобиль.

Рассмотрим теперь поворот автопоезда.

Автопоездом называется транспортное средство, состоящее из нескольких звеньев, соединенных в единое целое (поезд) разъемными сцепками.

Обычно одно переднее звено поезда, задающее ему движение, называется тягачом, а остальные — прицепами.

Автопоезда по типу прицепов можно разделить на следующие четыре группы: с полуприцепом; с полным прицепом; с прицепом-роспуском; с комбинированными прицепами (рис. 4.10).

Поворот тягача с полуприцепом. Полуприцеп соединяется с тягачом с помощью опорно-сцепного устройства. Обычно поворотная ось устройства смещена несколько вперед от задней оси тягача, благодаря чему часть нагрузки полуприцепа передается на его переднюю управляемую ось (рис. 4.11). Чтобы тягач и полуприцеп

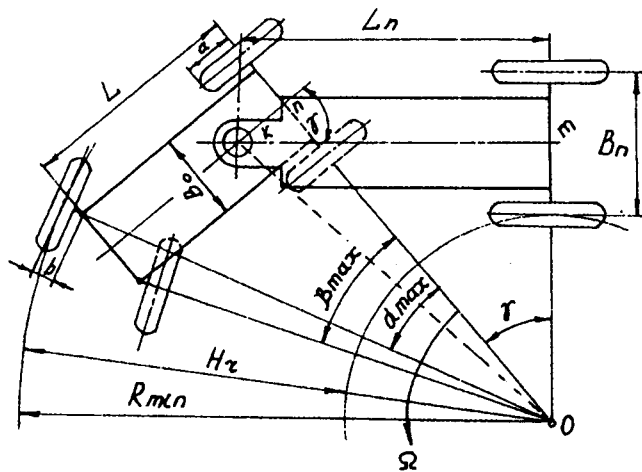


Рис. 4.11
Поворот тягача с полуприцепом

имели чистый поворот, центр поворота должен находиться на пересечении осей колес тягача и прицепа (точка O).

Как видно из рисунка, это обеспечивается наличием одной поворотной оси тягача. Поворотом колес этой оси определяется положение центра поворота. Параметры рулевой трапеции должны быть подобраны так, чтобы центр поворота лежал на задней неуправляемой оси тягача. Тогда полуприцеп сам выберет такие условия движения (угол поворота γ), при которых ось его колес пройдет через центр поворота тягача. Центр поворота тягача будет одновременно и центром поворота поезда.

Минимальный радиус поворота в этом случае не зависит от параметров полуприцепа и определяется по уже известной формуле (4.5).

Из рис. 4.11 можем написать следующее равенство гипотенуз треугольников knO и kmO :

$$a^2 + \left[(R_{\min} - b) \cos \alpha_{\max} - \frac{B_0}{2} \right]^2 = L_n^2 + \left[\frac{B_n}{2} + (R_{\min} - H_r) \right]^2.$$

Отсюда габаритный коридор будет

$$H_r = R_{\min} + \frac{B_n}{2} - \sqrt{a^2 + \left[(R_{\min} - b) \cos \alpha_{\max} - \frac{B_0}{2} \right]^2 - L_n^2}. \quad (4.9)$$

Заметим, что формула (4.9) справедлива только для короткобазного полуприцепа, т. е. когда

$$L_n^2 < a^2 + \left[(R_{\min} - b) \cos \alpha_{\max} - \frac{B_0}{2} \right]^2. \quad (4.10)$$

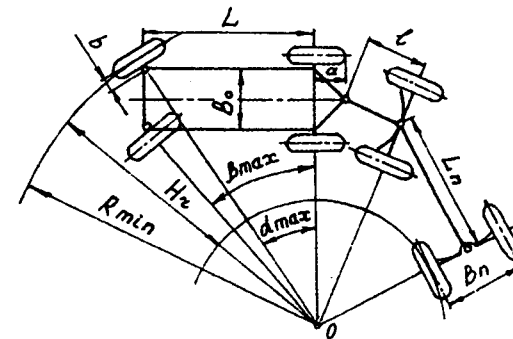


Рис. 4.12
Поворот тягача с прицепом

Если это неравенство не соблюдается, то величина под радикалом в формуле (4.9) будет отрицательной, а следовательно, второй член будет величиной мнимой.

В этом случае поезд будет поворачиваться с радиусом $R > R_{\min}$, т. е. радиус поворота определяется не углами α_{\max} и β_{\max} , а углом поворота прицепа γ . При этом углы $\alpha < \alpha_{\max}$ и $\beta < \beta_{\max}$, т. е. тягач не использует всех возможностей своей поворачиваемости.

Определим радиус поворота поезда и габаритный коридор для случая, когда подкоренное выражение в формуле (4.9) равно нулю.

Заменяя в формуле (4.10) знак неравенства на знак равенства, получим

$$\sqrt{L_n^2 - a^2} + \frac{B_0}{2} = (R - b) \cos \alpha.$$

Из формулы (4.4) будем иметь

$$\frac{L}{\sin \alpha} = R - b.$$

Решая эти два уравнения, найдем

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{L}{\frac{B_0}{2} + \sqrt{L_n^2 - a^2}}, \quad (4.11)$$

$$R = b + \frac{L \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha}}{\operatorname{tg} \alpha}. \quad (4.12)$$

Из формулы (4.9) определяем габаритный коридор

$$H_r = R + \frac{B_{оп}}{2}. \quad (4.13)$$

Поворот тягача с прицепом. Как и в только что рассмотренном случае поворота тягача с полуприцепом, при повороте тягача с прицепом должно соблюдаться условие пересечения всех осей колес в одной точке — в центре поворота (рис. 4.12). В этом случае обеспечивается поворот поезда без бокового увода.

Допустим, что при данной базе прицепа L_n возможен поворот поезда с R_{\min} , т. е. при максимальном повороте управляемых колес α_{\max} и β_{\max} . Тогда R_{\min} определяется по формуле (4.6).

Определим для данного случая габаритный коридор. Из схемы рис. 4.12 после преобразований получим:

$$H_a = R_{\min} + \frac{B_i}{2} - \sqrt{a^2 + \left[(R_{\min} - b) \cos \alpha_{\max} - \frac{B_0}{2} \right]^2 - L_i^2 - l^2}. \quad (4.14)$$

Здесь должно соблюдаться неравенство

$$L_n^2 + l^2 < a^2 + \left[(R_{\min} - b) \cos \alpha_{\max} - \frac{B_0}{2} \right]^2. \quad (4.15)$$

Это неравенство аналогично неравенству (4.10) для поезда с полу-прицепом. Разница только в том, что в левой части вместо L_n^2 стоит величина $L_n^2 + l^2$. В этом случае более вероятно, что поворот будет определяться не R_{\min} , а некоторым $R > R_{\min}$. Заменяя в формуле (4.11) L_n^2 на $L_n^2 + l^2$, получим

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{L}{\frac{B_0}{2} + \sqrt{L_n^2 + l^2 - a^2}}, \quad (4.16)$$

и

$$R = b + \frac{L \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha}}{\operatorname{tg} \alpha}. \quad (4.17)$$

Габаритный коридор будет определяться по формуле (4.13).

Аналогично определяют радиус и габаритный коридор для поезда с несколькими прицепами.

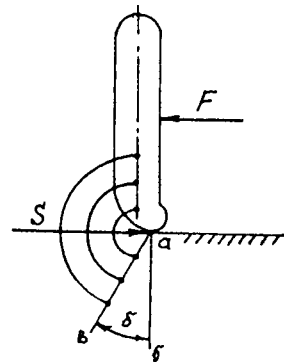


Рис. 4.13 Качение упругого колеса с боковым уводом

Поворот колеса с боковым уводом. Допустим, что к оси равномерно и прямолинейно катящегося колеса приложена боковая сила F , перпендикулярная к его плоскости качения (рис. 4.13). Под действием этой силы в плоскости дороги возникнет равная ей боковая реакция S . Под действием силы и реакции упругая шина колеса деформируется. Деформируется и беговая дорожка шины. Если бы не было деформации шины, то беговая дорожка оставляла бы на плоскости дороги качения колеса с плоскостью дороги прямолинейный след ab , являющийся линией пересечения плоскости качения колеса с плоскостью дороги. Благодаря боковой деформации шины точки следа получают смещение и линия следа ab будет наклонена к

линии ab под некоторым углом δ . Этот угол называется углом увода упругого колеса.

Угол увода, выраженный в радианах, можно представить как функцию реакции

$$\delta = k S, \quad (4.18)$$

где k — коэффициент боковой эластичности шины (колеса), который определяется экспериментально по формуле Ю. А. Долматовского с учетом типа и числа слоев корда n

$$k = \frac{1}{5b(D + 2b)(1 + p_0)(n - c_i)}. \quad (4.19)$$

Здесь k — в рад/кгс;

D — диаметр ступицы колеса в дюймах;

b — ширина профиля шины в дюймах;

p_0 — давление воздуха в шине в кгс/см²;

C_i — коэффициент, учитывающий тип корда: для диагональных шин $C_d = n-1$; для радиальных шин $C_p = n-2$.

Возьмем теперь какое-нибудь i -е колесо автомобиля, совершающего равномерный поворот вокруг центра поворота O (рис. 4.14). Очевидно, вокруг этой же точки будет совершать поворот и ось колеса. Положение точки O может быть задано двумя координатами. Для этого ось X направим параллельно продольной оси автомобиля, а ось Y — перпендикулярно к ней. Координатами центра поворота будут радиус поворота R и смещение центра поворота χ от оси Y . Положение колеса определяется координатой l_i и углом поворота α_i .

При равномерном повороте колесо, как и весь автомобиль, поворачивается относительно центра поворота с угловой скоростью Ω . Зная эту скорость и расстояние от центра поворота до оси колеса, можем определить скорость v_i поступательного движения оси колеса i . Если бы колесо было абсолютно жесткое и отсутствовало скольжение его по

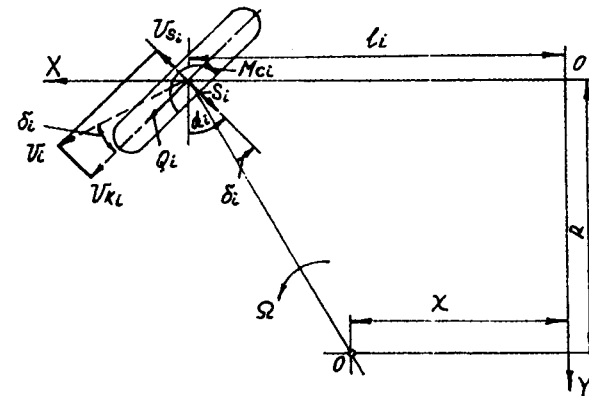


Рис. 4.14 Кинематика поворота колеса с уводом

дороге (т. е. имело место чистое качение), то вектор скорости v_i лежал бы в плоскости качения колеса, т. е. совпадал бы с его продольной осью. На самом деле вследствие упругости шины и действия на нее боковой реакции S имеет место боковой увод колеса, т. е. упругое скольжение его вдоль поперечной оси. Скорость этого скольжения обозначим вектором v_{si} . Из-за увода вектор v_i отклоняется от продольной оси колеса на угол бокового увода δ_i .

Спроектируем v_i на продольную ось колеса. Получим окружную скорость качения колеса $v_{ki} = \omega_k r_k$, где ω_k — угловая скорость вращения колеса; r_k — радиус его качения.

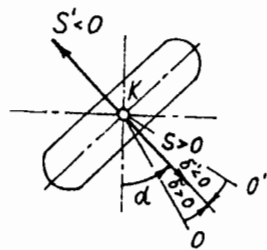


Рис. 4.15
Схема к определению знака угла увода

Вследствие бокового скольжения колеса на дороге возникает боковая реакция дороги S , пропорциональная углу увода (формула 4.18). Эта реакция может иметь как положительное, так и отрицательное значение. Знак реакции S определяется знаком угла увода δ . Будем считать угол увода положительным, если он отсчитывается от радиуса-вектора OK (рис. 4.15) до нормали к плоскости качения колеса против хода часовой стрелки. Тогда реакция S должна также иметь положительное значение и быть направленной по нормали в сторону к центру поворота автомобиля (к точке O).

Если угол, отсчитываемый от радиуса-вектора $O'K$, направлен по ходу часовой стрелки, то он отрицательный, а реакция S' имеет направление от центра поворота автомобиля от точки O' . При этом угол δ (или δ') должен быть меньше 90° .

Если колесо ведущее или ведомое (в том числе тормозящее), то в плоскости дороги должна возникать вторая реакция Q_i . Эта реакция действует в плоскости качения колеса. Если колесо ведущее, то реакция направлена в сторону его вращения, если ведомое — в противоположную сторону. На рис. 4.14 колесо ведущее.

Наконец, при повороте колеса относительно вертикальной оси на дороге возникает реактивный момент M_{ci} — момент сопротивления верчению колеса.

Следует отметить, что в общем случае движения АТС при действии боковой силы S_6 увод осей колес и продольной оси автомобиля происходит не только вследствие боковой деформации шин, но и деформации элементов подвески, что и должно учитываться при определении коэффициента k для конкретного объекта. В дальнейших расчетах это обстоятельство может быть учтено на основании экспериментальных данных, например путем увеличения коэффициента эластичности k на 10—15%.

Уравнение поворота автомобиля. Рассмотрим теперь поворот автомобиля в целом с учетом работы (2).

Упростим схему автомобиля. Для этого примем условно, что колеса располагаются на продольной оси его. Каждое колесо заменяет пару

действительных колес. Полученную схему назовем приведенной (рис. 4.16). Эта схема не учитывает дополнительного момента сопротивления повороту M'_c от перераспределения сил тяги P_k по ведущим колесам из-за трения в дифференциале

$$M'_c = P_k / 2K_d - 1/B,$$

где K_d — коэффициент блокировки дифференциала, величина которого на начальном этапе проектирования, как правило, неизвестна. Поэтому M'_c может быть учтен при расчете усилителя рулевого управления.

В приведенной схеме угол поворота управляемых колес α и угол увода δ равны соответственно:

$$\left. \begin{aligned} \alpha &= \frac{1}{2} (\alpha' + \alpha''), \\ \delta &= \frac{1}{2} (\delta' + \delta''), \end{aligned} \right\} \quad (4.20)$$

где α' , α'' , δ' и δ'' — действительные углы поворота и увода колес с левого и правого бортов автомобиля.

Из схемы видно, что для многоосного автомобиля, имеющего одну поворотную ось, получить центр поворота O (пересечение радиусов-векторов) возможно только при наличии соответствующих углов увода. Таким образом, автомобиль, имеющий более двух осей, всегда будет иметь боковой увод.

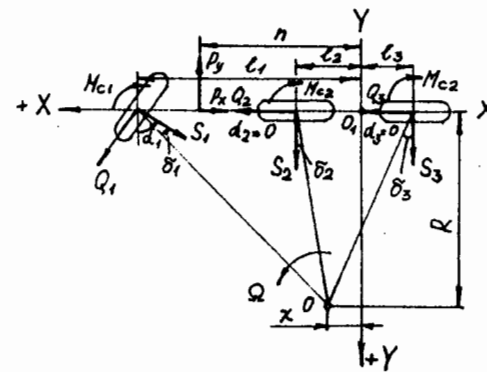


Рис. 4.16
Приведенная схема автомобиля при повороте

На рис. 4.16 управляемое колесо переднее. Поворот колеса определяется углом α_1 , отсчитываемым от вертикальной оси до направления боковой реакции S_1 . Остальные колеса неуправляемые ($\alpha_2 = 0$, $\alpha_3 = 0$).

На схему кроме реакций Q_i , S_i и реактивных моментов M_{ci} нанесены равнодействующие внешних сил, приложенных к раме автомобиля: продольная сила P_x и поперечная сила P_y . Точка приложения этих сил определяется координатой p .

Внешние силы могут иметь различное происхождение. Это сила на крюке (поперечная и продольная), лобовое сопротивление качению колес на мягком грунте, сопротивление воздуха, поперечная составляющая силы инерции — центробежная сила.

Продольной составляющей силы инерции пренебрегаем, так как выше мы условились рассматривать равномерный поворот автомобиля ($\Omega = \text{const}$).

Будем также считать, что поворот происходит на горизонтальной дороге, а следовательно, в плоскости поворота составляющей веса нет.

Как уже говорилось выше, при повороте отдельно взятого колеса на него действует реактивный момент M_{ci} . Обычно этим моментом пренебрегают, так как он невелик. Это справедливо, однако только при повороте с большим радиусом. При крутом повороте этот момент следует учитывать.

Момент M_{ci} есть реактивный момент, следовательно, он должен определяться решением соответствующих уравнений механики. Однако, чтобы не усложнять задачу расчета, его можно перевести в категорию заданных величин и считать величиной известной.

Обозначим общий момент сопротивления повороту автомобиля через M_c . Тогда

$$M_c = \sum_{i=1}^{i=n} M_{ci}. \quad (4.21)$$

Если приближенно принять, что эпюра нормальных сил (нормальных реакций), действующих на опорную площадку колеса, представляет собой прямоугольник (рис. 4.17), то будем иметь

$$M_{ci} = \frac{\varphi l_{oi} G_i}{4}, \quad (4.22)$$

здесь φ — коэффициент трения между колесом и дорогой;

l_{oi} — длина опорной площадки колеса;

G_i — нагрузка на ось автомобиля (на приведенное колесо).

Составим теперь уравнения поворота автомобиля.

Согласно рис 4.16 имеем уравнения статики — уравнения моментов и проекций сил:

$$\sum_{i=1}^{i=n} Q_i l_i \sin \alpha_i + \sum_{i=1}^{i=n} S_i l_i \cos \alpha_i = P_y n + M_c, \quad (4.23)$$

$$\sum_{i=1}^{i=n} Q_i \cos \alpha_i - \sum_{i=1}^{i=n} S_i \sin \alpha_i = P_x, \quad (4.24)$$

$$\sum_{i=1}^{i=n} Q_i \sin \alpha_i + \sum_{i=1}^{i=n} S_i \cos \alpha_i = P_y. \quad (4.25)$$

В эту систему уравнений входит n неизвестных реакций Q_i и n неизвестных реакций S_i (остальные величины считаем заданными), т. е.

$2n$ неизвестных величин. Число же уравнений — 3. В общем случае задача является статически неопределимой.

Поэтому составим дополнительные уравнения — упругости и геометрических связей:

уравнение упругости (формула 4.18)

$$\delta_i = k_i S_i;$$

уравнение геометрических связей; из рис. 4.14 имеем

$$l_i - \chi = R \operatorname{tg} (\alpha_i - \delta_i).$$

Разложим эту функцию в ряд Маклорена и, ограничиваясь первыми двумя членами, получим (после замены δ_i на $k_i S_i$)

$$l_i - \chi = \left[\operatorname{tg} \alpha_i - k_i (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_i) S_i \right] R.$$

Эта формула дает n уравнений. Исключим из первых двух уравнений R и χ . Получим систему $n=2$ уравнений, в которую R и χ входить не будут:

$$\begin{aligned} k_p (l_1 - l_2) (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_p) S_p - k_p (l_p - l_2) + \\ + (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_1) S_1 + k_p (l_p - l_1) (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_2) S_2 = \\ = (l_1 - l_2) \operatorname{tg} \alpha_p - (l_p - l_2) \operatorname{tg} \alpha_1 + (l_p - l_1) \operatorname{tg} \alpha_2. \end{aligned} \quad (4.26)$$

Здесь индекс p имеет значения от $p=3$ до $p=n$. Кроме того, имеем

$$R = \frac{l_1 - l_2}{\operatorname{tg} \alpha_1 - \operatorname{tg} \alpha_2 - k_1 (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_1) S_1 + k_2 (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_2) S_2}, \quad (4.27)$$

$$\chi = l_1 - \left[\operatorname{tg} \alpha_1 - k_1 (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_1) S_1 \right] R. \quad (4.28)$$

Полученных уравнений все же недостаточно для решения задачи. Составим еще следующую систему уравнений кинематики.

Из рис. 4.14 напишем

$$v_i = \frac{v_{ki}}{\cos \delta_i} = \frac{\omega_i r_{ki}}{\cos \delta_i} = \frac{\omega_i}{\cos \delta_i} (r_{oi} - \lambda_i Q_i).$$

Здесь ω_i — средняя скорость вращения полуосей правого и левого борта автомобиля;

r_i — радиус качения упругого колеса, который выражен через радиус r_{oi} , и член, учитывающий касательную эластичность колеса λ

$$r_k = r_o + \lambda P_k.$$

Примем приближенно

$$\cos (\alpha_i - \delta_i) = \cos \alpha_i + S_i \sin \alpha_i.$$

Тогда

$$R \Omega = v = (r_{oi} - \lambda_i Q_i) (\cos \alpha_i + k_i S_i \sin \alpha_i) \omega_i.$$

Пренебрегая членом второго порядка малости

$$\lambda_i k_i Q_i S_i \sin \alpha_i,$$

окончательно получим

$$R \Omega = v = (r_{0i} \cos \alpha_i + r_{0i} k_i S_i \sin \alpha_i - \lambda_i Q_j \cos \alpha_i) \omega_i. \quad (4.29)$$

Здесь v — скорость поступательного движения автомобиля.

Решая полученную систему уравнений (формулы 4.23—4.29), находим статические и кинематические факторы поворота. Знание реакций Q_j необходимо для определения мощности, потребной на поворот автомобиля, и предельного по сцеплению значения Q_j ; знание S_j необходимо для определения условий поворота по заносу. К кинематическим факторам поворота относятся радиус поворота R и смещение центра поворота χ . Эти две величины характеризуют впитываемость автомобиля в профиль дороги.

Статический и динамический повороты. Если поворот автомобиля совершается очень медленно («ползучий» поворот, когда скорость автомобиля близка к нулю), то центробежной силой можно пренебречь. Такой поворот будем называть *статическим*. Если скорость v имеет значительную величину, то центробежной силой пренебрегать нельзя. Ее следует включить в P_y . Поворот в этом случае будем называть *динамическим*.

Заметим, что выше P_y была отнесена к числу заданных, т. е. известных сил. Однако центробежная сила есть функция радиуса поворота R , а радиус поворота неизвестен. Поэтому в приведенной выше системе уравнений будет не хватать одного уравнения. Тогда одна из неизвестных реакций должна быть задана.

Для решения задачи примем следующее допущение.

Допустим, что центробежная сила — величина неизвестная. Примем в качестве известной величины одну из боковых реакций S . Будем рассматривать такие условия поворота, при которых наибольшая из реакций S_{\max} , приложенных к крайнему колесу, приближенно равна силе сцепления:

$$S_{\max} = \varphi G_k. \quad (4.30)$$

Таким образом, мы рассматриваем условия поворота, при которых крайние колеса автомобиля (передние или задние) находятся на грани заноса (бокового скольжения).

При решении уравнений теперь определяются центробежная сила и радиус поворота, а по ним — скорость движения автомобиля v .

Итак, в динамическом повороте определению подлежат все реакции, кроме одной, а также скорость движения автомобиля на грани заноса крайних колес. Подробнее этот режим будет рассмотрен ниже на примерах двух- и трехосных автомобилей с колесными формулами 4x2, 4x4, 6x4 и 6x6.

4.3. ПОВОРОТ ДВУХОСНОГО АВТОМОБИЛЯ

Статический поворот автомобиля с колесной формулой 4x2. Примем следующие условия поворота. Пусть поворот происходит на

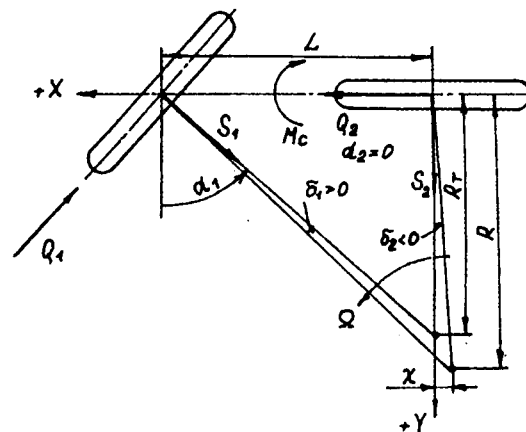


Рис. 4.18
Поворот двухосного автомобиля с колесной формулой 4x2

жесткой горизонтальной дороге. Тогда $v = 0$, $P_x = 0$, $P_y = 0$. Совместим начало координат с осью задних ведущих неуправляемых колес; передние колеса будем считать ведомыми. На рис. 4.18 показана приведенная схема автомобиля. Здесь к переднему управляемому колесу приложены реакция сопротивления качению Q_1 , боковая, или поворотная, реакция S_1 и реактивный момент M_{c1} (реактивные моменты обоих колес объединены в один заданный момент сопротивления повороту M_c). К заднему колесу приложены сила тяги Q_2 , боковая реакция S_2 и реактивный момент M_{c2} .

Воспользовавшись формулами (4.23), (4.24) и (4.25) и подставив Q_1 со знаком минус, будем иметь

$$\begin{aligned} Q_1 L \sin \alpha_1 + S_1 L \sin \alpha_1 &= M_c, \\ Q_1 \cos \alpha_1 + Q_2 - S_1 \sin \alpha_1 &= 0, \\ Q_1 \cos \alpha_1 + S_1 \cos \alpha_1 + S_2 &= 0. \end{aligned}$$

Здесь Q_1 — сила сопротивления качению переднего колеса — величина известная. Тогда неизвестных будет три: Q_2 , S_1 и S_2 . Следовательно, задача статически определяемая.

Решая систему уравнений, находим

$$\left. \begin{aligned} S_1 &= \frac{M_c + Q_1 L \sin \alpha_1}{L \cos \alpha_1}, \\ Q_2 &= \frac{(M_c + Q_1 L \sin \alpha_1) \operatorname{tg} \alpha_1}{L} + Q_1 \cos \alpha_1, \\ S_2 &= -\frac{M_c}{L}. \end{aligned} \right\} \quad (4.31)$$

Из формул (4.27) и (4.28) определяются радиус поворота R и смещение центра поворота

$$R = \frac{L}{\operatorname{tg} \alpha_1 - \frac{k M_c}{L} \left(1 + \frac{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_1}{\cos \alpha_1} \right)},$$

$$\chi = \frac{1}{-\frac{\operatorname{tg} \alpha_1}{k M_c} + \frac{1 + \cos \alpha_1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_1}{L \cos \alpha_1}}.$$

Здесь принято $k_1 = k_2 = k$.

Допустим, что шины абсолютно жесткие в боковом направлении ($k=0$). Тогда получим выражение теоретического радиуса поворота

$$R_{\tau} = \frac{L}{\operatorname{tg} \alpha_1}. \quad (4.32)$$

Смещение центра поворота при этом отсутствует $\chi=0$.

Статический поворот автомобиля с колесной формулой 4x4 при блокированной силовой передаче. Условия поворота те же, что и в предыдущем случае.

Составляем уравнения статики (рис. 4.19):

$$\begin{aligned} Q_1 L \sin \alpha_1 + S_1 L \cos \alpha_1 &= M_c, \\ Q_1 \cos \alpha_1 + Q_2 - S_1 \sin \alpha_1 &= 0, \\ Q_1 \sin \alpha_1 + S_1 \cos \alpha_1 + S_2 &= 0. \end{aligned}$$

Этих уравнений недостаточно, чтобы определить реакции Q_i и S_i ; система статически неопределимая.

Воспользуемся дополнительно формулой (4.29); формулой (4.26) пользоваться нельзя, так как она применима только для автомобилей с тремя осями и более. Кроме того, примем

$$r_{01} = r_{02} = r_0, \lambda_1 = \lambda_2 = \lambda, k_1 = k_2 = k, \omega_1 = \omega_2.$$

Будем иметь

$$r_0 \cos \alpha_1 + r_0 k S_1 \sin \alpha_1 - \lambda Q_1 \cos \alpha_1 = r_0 - \lambda Q_2.$$

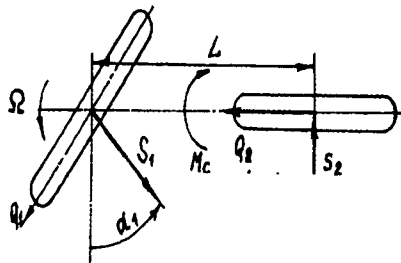


Рис. 4.19

Поворот двухосного автомобиля 4x4 при блокированной силовой передаче

Решая систему уравнений, находим значения реакций Q_i и S_i :

$$\left. \begin{aligned} Q_1 &= \frac{(\lambda + k r_0) M_c \sin \alpha_1 - r_0 L (1 - \cos \alpha_1) \cos \alpha_1}{\left[(1 + \cos^2 \alpha_1) \lambda + k r_0 \sin^2 \alpha_1 \right] L}, \\ Q_2 &= \frac{(\lambda - k r_0) M_c \sin \alpha_1 \cos \alpha_1 + r_0 L (1 - \cos \alpha_1)}{\left[(1 + \cos^2 \alpha_1) \lambda + k r_0 \sin^2 \alpha_1 \right] L}, \\ S_1 &= \frac{2 \lambda M_c \cos \alpha_1 + r_0 L (1 - \cos \alpha_1) \sin \alpha_1}{\left[(1 + \cos^2 \alpha_1) \lambda + k r_0 \sin^2 \alpha_1 \right] L}, \\ S_2 &= -\frac{M_c}{L}. \end{aligned} \right\} (4.33)$$

Заметим, что если одна из продольных реакций Q_1 или Q_2 получает отрицательное значение, то соответствующее колесо из ведущего режима переходит в тормозящий и при этом возникает циркуляция мощности.

Статический поворот автомобиля с колесной формулой 4x4 при дифференциальной силовой передаче. На рис. 4.20 показаны схема силовой передачи и схема СП при прямолинейном движении автомобиля. Здесь ОУТ-а описывает зубчатый механизм межосевого дифференциала (включая зубчатый привод на дифференциал), а ОУТ-к₁ и ОУТ-к₂ — колеса автомобиля.

Из схемы СП следует, что вся мощность, подводимая от двигателя (поток ∂), раздается по колесам автомобиля. Если известно внутреннее передаточное число УТ-а, то легко определить соотношение между

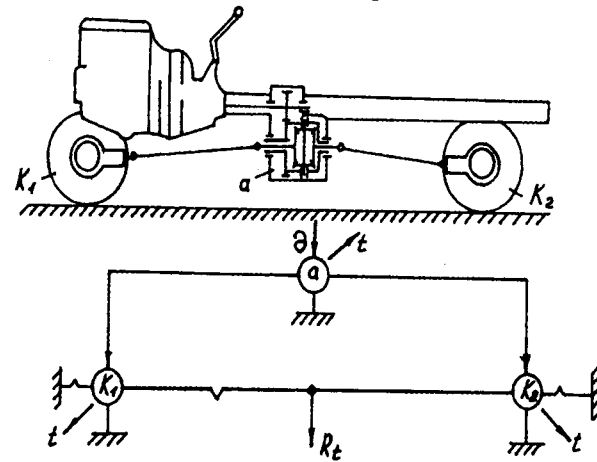


Рис. 4.20

Схемы двухосного автомобиля с колесной формулой 4x4 при дифференциальной силовой передаче и его силового потока

потоками, подводимыми к передним и задним колесам. Отсюда находим соотношение между реакциями Q_1 и Q_2 . Если дифференциал симметричный ($i_{12}' = -1$), то $Q_1 = Q_2 = Q$. Эти равенства сохраняются и при повороте; тогда неизвестных реакций будет три: Q , S_1 и S_2 . Задача статически определяемая.

Схема сил та же, что и для заблокированной передачи (рис. 4.19). Отсюда система запишется в таком виде:

$$\begin{aligned} Q L \sin \alpha_1 + S_1 L \cos \alpha_1 &= M_c, \\ Q (\cos \alpha_1 + 1) - S_1 \sin \alpha_1 &= 0, \\ Q \sin \alpha_1 + S \cos \alpha_1 + S_2 &= 0. \end{aligned}$$

Решая эту систему, найдем

$$\left. \begin{aligned} Q &= \frac{M_c \sin \alpha_1}{(1 + \cos \alpha_1) L}, \\ S_1 &= \frac{M_c}{L}, \\ S_2 &= \frac{M_c}{L}. \end{aligned} \right\} \quad (4.34)$$

Динамический поворот двухосного автомобиля с колесной формулой 4x2. Сохраняя прежние условия поворота (горизонтальная дорога), примем только $P_y = C_y$ — центробежная сила и $S_1 = S_{\max} = \varphi G_1$. Для ведомого колеса примем $Q_1 = 0$.

Будем искать из формул (4.23)–(4.25):

$$\begin{aligned} S_1 L \cos \alpha_1 &= C_y n + M_c, \\ Q_2 - S_1 \sin \alpha_1 &= 0, \\ S_1 \cos \alpha_1 + S_2 &= C_y. \end{aligned}$$

Здесь три неизвестные величины: C_y , Q_2 и S_2 и три уравнения статики. Задача статически определяемая.

По формулам (4.27) и (4.28) определяем R и χ .

Зная C_y и R , находим предельную скорость поворота $v_{\text{пр}}$. Центробежная сила равна

$$\begin{aligned} C_y &= \frac{M v_{\text{пр}}^2}{R}, \\ \text{отсюда} \\ v_{\text{пр}} &= \sqrt{\frac{R C_y}{M}}. \end{aligned} \quad (4.35)$$

4.4. ПОВОРОТ МНОГООСНОГО АВТОМОБИЛЯ

Наиболее простым типом многоосного автомобиля является трехосный автомобиль.

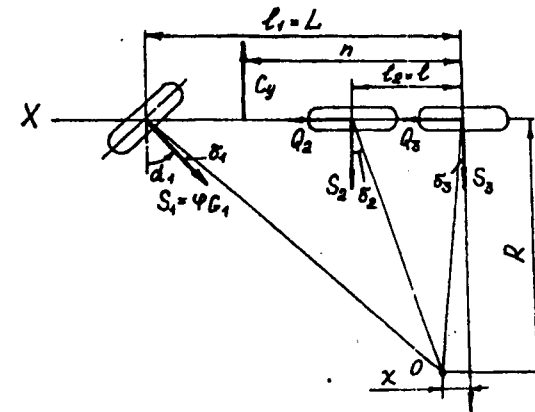


Рис. 4.21
Поворот трехосного автомобиля с колесной формулой 6x4

Возьмем автомобиль с колесной формулой 6x4 с передними управляемыми колесами; между приводными колесами установлен межосевой дифференциал. Приведенная схема автомобиля показана на рис. 4.21.

Рассмотрим вначале статический поворот. Условия поворота примем те же, что и для двухосного автомобиля. Примем $Q_1 = 0$.

При симметричном межосевом дифференциале имеем $Q_2 = Q_3 = Q$. Из формул (4.23) и (4.25) получим

$$\begin{aligned} S_1 L \cos \alpha + S_2 l &= M_c, \\ 2 Q - S_1 \sin \alpha_1 &= 0, \\ S_1 \cos \alpha_1 + S_2 + S_3 &= 0. \end{aligned}$$

Задача статически неопределимая. Из формулы (4.26) дополнительно имеем

$$(L - l) S_3 + l (1 + \text{tg}^2 \alpha_1) S_1 - L S_2 = \frac{l \text{tg} \alpha_1}{k},$$

а из формул (4.27) и (4.26)

$$\begin{aligned} R &= \frac{L - l}{\text{tg} \alpha_1 - k (1 + \text{tg}^2 \alpha_1) S_1 + k S_2}, \\ \chi &= L - [\text{tg} \alpha_1 - k (1 + \text{tg}^2 \alpha_1) S_1] R. \end{aligned}$$

Рассмотрим теперь динамический поворот трехосного автомобиля.

Принимаем $P_y = C_y$, $S_1 = S_{\max} = \varphi G_1$.

Из формул (4.23) и 4,25) имеем

$$\begin{aligned} \varphi G_1 L \cos \alpha_1 + l S_2 &= C_y n + M_c, \\ \varphi G_1 \cos \alpha_1 + S_2 + S_3 &= C_y, \end{aligned}$$

а из формулы (4.26)

$$(L - l) S_3 + l (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_1) G_1 - L S_2 = \frac{l \operatorname{tg} \alpha_1}{k}.$$

Здесь принято

$$k_1 = k_2 = k.$$

Кроме того,

$$\begin{aligned} R &= \frac{L - l}{\operatorname{tg} \alpha_1 - k (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_1) S_1 + k S_2}, \\ \chi &= L - \left[\operatorname{tg} \alpha_1 - k (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_1) S_1 \right] R. \end{aligned}$$

Определив C_y и R , находим $v_{\text{пр}}$.

Аналогично решается задача для автомобиля с любым числом управляемых и приводных осей.

При рассмотрении вопросов поворота автомобиля с упругими шинами для упрощения принималось одинаковое значение коэффициентов эластичности k и λ для всех колес. Кроме того, их считали величинами постоянными. Несколько усложняется решение задачи при переменных значениях коэффициентов эластичности. Но и здесь решение возможно, если применить метод последовательного приближения. Для этого должны быть заданы характеристики эластичности колес (полученные из опыта), выражающие коэффициент эластичности в функции соответствующей реакции (Q и S). Задаваясь вначале одним значением коэффициента эластичности и определяя из приведенных здесь уравнений реакции, уточняем по характеристике значение коэффициента и снова находим реакцию и т. д. Опыт, однако, показывает, что коэффициенты эластичности — величины постоянные, пока реакции Q и S меньше $0,5 \varphi G$.

4.5. УСТОЙЧИВОСТЬ ПРЯМОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ

Совокупность свойств, обеспечивающих движение автомобиля по заданному профилю дороги, называется управляемостью.

Управляемость зависит от легкости или трудности управления и устойчивости прямолинейного движения. В свою очередь легкость управления зависит от многих факторов: эластичности шин, кинематической схемы подвески, положения центра тяжести автомобиля, аэродинамических свойств корпуса и др.

Устойчивость движения определяется способностью автомобиля без участия водителя восстанавливать свое прямолинейное движение, если оно будет нарушено действием каких-нибудь случайных возму-

щающих сил. На устойчивость автомобиля влияют его управляемость и стабилизация управляемых колес.

Ниже рассматривается устойчивость движения на примере двухосного автомобиля. Все полученные здесь выводы переносятся полностью и на многоосный автомобиль.

Нормальная, избыточная и недостаточная поворачиваемость. Допустим, что автомобиль движется по дороге малой кривизны. Тогда в формуле (4.27) можно принять $\operatorname{tg} \alpha_1 \cong \alpha_1$, $\operatorname{tg}^2 \alpha_1 \cong 0$. При одной паре управляемых колес $\alpha_2 = 0$. Кроме того, примем $l_1 = L$ — база автомобиля, $l_2 = 0$. Учитывая, что $k_1 S_1 = \delta_1$, $k_2 S_2 = \delta_2$, получим выражение радиуса поворота

$$R = \frac{L}{\alpha_1 + (\delta_2 - \delta_1)}. \quad (4.36)$$

Из этой формулы следует, что при заданном угле поворота α_1 управляемых колес радиус зависит от углов увода, т. е. от боковой эластичности шин.

Если эластичность шин одинаковая ($\delta_1 = \delta_2$), то

$$R = R_T = \frac{L}{\alpha_1}. \quad (4.37)$$

Это и есть теоретический радиус поворота на дорогах малой кривизны.

Таким образом, при одинаковой боковой эластичности передних и задних колес характер движения автомобиля зависит только от угла поворота управляемых колес и не зависит от их эластичности.

Эластичность, в свою очередь, зависит от давления воздуха в шинах и, следовательно, при разном давлении будет различной. В этом случае даже при $\alpha_1 = 0$ под действием каких-нибудь случайных факторов, например, при наезде на микронеровности дорог, при действии бокового ветра и т. д., автомобиль может сноситься в сторону или он может самопроизвольно поворачиваться. Таким образом, боковая эластичность шин влияет на поворачиваемость автомобиля. Управление автомобилем при этом может затрудняться, облегчаться, если эластичность шин вызывает только снос автомобиля, не влияя на его поворачиваемость.

Различают три вида поворачиваемости автомобиля: нормальную, избыточную и недостаточную.

Поворачиваемость считается нормальной, если $\delta_1 = \delta_2$. Тогда при $\alpha_1 = 0$ $R = \infty$. В этом случае под действием возмущающих сил (например, бокового ветра) автомобиль будет сноситься в сторону. На рис. 4.22,а показано отклонение векторов скоростей переднего и заднего мостов от продольной оси автомобиля. Так как между собой векторы параллельны, то $R = \infty$, т. е. происходит только поступательный увод автомобиля в сторону со скоростью $v \sin \delta \approx v \delta$, где $\delta = \delta_1 = \delta_2$ — угол увода; v — скорость движения автомобиля.

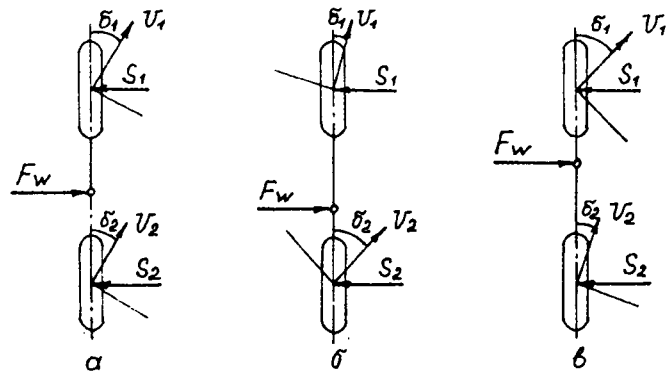


Рис. 4.22. Поворачиваемость автомобиля:
а — нормальная; б — избыточная; в — недостаточная

Допустим теперь, что под действием боковой силы на колесах возникли реакции $S_2 > S_1$. Тогда при одинаковой эластичности шин угол $\delta_2 > \delta_1$ (рис. 4.22, б). Согласно формуле (4.36) радиус поворота будет уменьшаться по сравнению с теоретическим. Автомобиль будет обладать избыточной поворачиваемостью, т. е. он стремится поворачиваться круче, чем это определяется углом поворота управляемых колес. Управлять автомобилем будет легче.

Если реакции будут $S_1 > S_2$, то углы увода $\delta_1 > \delta_2$ (рис. 4.22, в). В этом случае радиус поворота должен увеличиваться (по сравнению с теоретическим). Автомобиль обладает недостаточной поворачиваемостью. Управление автомобилем затрудняется.

Вообще говоря, желательно иметь нормальную поворачиваемость. Однако во всех условиях движения обеспечить ее практически не представляется возможным, так как шины, как правило, имеют неодинаковую эластичность, а боковые реакции на передние и задние колеса не равны между собой. Однако при проектировании автомобиля стремятся для типовых условий движения выбрать ту или иную поворачиваемость.

При недостаточной поворачиваемости управлять автомобилем несколько тяжелее, но зато меньше вероятность самопроизвольного поворота автомобиля на высокой скорости движения, управление автомобилем более уверенное.

Центр боковых реакций. Центром боковых реакций называется точка приложения равнодействующей боковых реакций S_1 и S_2 при нормальной поворачиваемости.

При повороте на автомобиль действует поперечная составляющая центробежной силы C_y , приложенная в центре тяжести автомобиля. Под действием этой силы и возникают боковые реакции S_1 и S_2 (рис. 4.23). При нормальной поворачиваемости центр боковых реакций, в котором приложена равнодействующая $S_1 + S_2$, совпадает с центром тяжес-

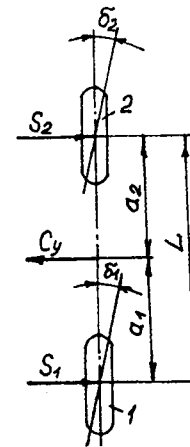


Рис. 4.23
Схема к определению боковых реакций

ти (в плане). В этом случае не образуется пара сил (C_y и $S_1 + S_2$), которая могла бы поворачивать автомобиль, а возможен только его боковой снос.

Составим согласно рис. 4.23 уравнения моментов относительно оси заднего 2 и переднего 1 колеса. Выражая центробежную силу через скорость движения автомобиля и радиус поворота, получим боковые реакции:

$$S_1 = \frac{a_2 M v^2}{L R},$$

$$S_2 = \frac{a_1 M v^2}{L R}.$$

Так как

$$S_1 = \frac{\delta_1}{k_1}; \quad S_2 = \frac{\delta_2}{k_2},$$

получим

$$\Delta \delta = \delta_2 - \delta_1 = (a_1 k_2 - a_2 k_1) \frac{M v^2}{L R}. \quad (4.38)$$

При нормальной поворачиваемости $\Delta \delta = 0$. Тогда

$$\frac{k_1}{k_2} = \frac{a_1}{a_2}. \quad (4.39)$$

На коэффициенты k_1 и k_2 можно влиять соответствующей подкачкой шин (чем выше давление воздуха в шине, тем меньше коэффициент k).

Если коэффициенты k заданы, то из уравнения (4.39) и равенства $a_1 + a_2 = L$ найдем координаты центра боковых реакций

$$\left. \begin{aligned} a_1 &= \frac{k_1}{k_1 + k_2} L, \\ a_2 &= \frac{k_2}{k_1 + k_2} L. \end{aligned} \right\} \quad (4.40)$$

Положение центра боковых реакций по отношению к центру тяжести определяет поворачиваемость автомобиля: если центр боковых реакций вынесен вперед (по отношению к центру тяжести), то поворачиваемость избыточная, если назад — недостаточная.

У грузовых автомобилей положение центра тяжести может меняться, а следовательно, будет меняться и поворачиваемость. В этом случае сохранить хорошую управляемость автомобилем трудно.

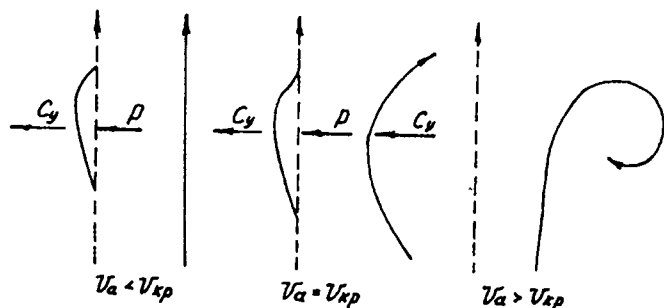


Рис. 4.24
Самоповорачиваемость автомобиля

Критическая скорость. Примем в формуле (4.36) $\alpha_1 = 0$. Подставляя сюда $\Delta \delta$ из формулы (4.38), получим критическую скорость

$$v_{кр} = \frac{L}{\sqrt{M(a_1 k_2 - a_2 k_1)}} \quad (4.41)$$

Критическая скорость характеризует предел устойчивого прямолинейного движения автомобиля при избыточной поворачиваемости ($a_1 k_2 - a_2 k_1 > 0$).

Так, если под действием какого-нибудь возмущающего импульса траектория движения автомобиля получит изгиб, возможны три случая: если $v < v_{кр}$, то с исчезновением импульса P траектория спрямляется (рис. 4.24, слева); если $v = v_{кр}$, то даже после исчезновения импульса траектория остается криволинейной (рис. 4.24, посередине); при $v > v_{кр}$ траектория самозакручивается (рис. 4.24, справа), движение автомобиля неустойчивое.

Влияние на устойчивость движения аэродинамических сил. При движении автомобиля на него могут действовать аэродинамические силы, например боковой ветер (или боковая составляющая ветра). Точка приложения аэродинамической силы, как известно, называется центром парусности. Если центр боковой парусности совпадает с центром боковых реакций, то действие аэродинамических сил выразится в сносе автомобиля в сторону. Если эти точки не совпадают, то образуется пара сил, которая будет стремиться поворачивать в ту или иную сторону. При этом следует также учитывать положение центра тяжести автомобиля. При начавшемся повороте возникает боковая составляющая центробежной силы (C_y). Она может усиливать поворачивающее действие аэродинамической силы или, наоборот, ослаблять его.

В быстроходных легковых автомобилях, особенно в автомобилях спортивного типа, применяют аэродинамические стабилизаторы, с помощью которых достигают изменения положения центра парусности в нужную сторону (приближая его к центру тяжести).

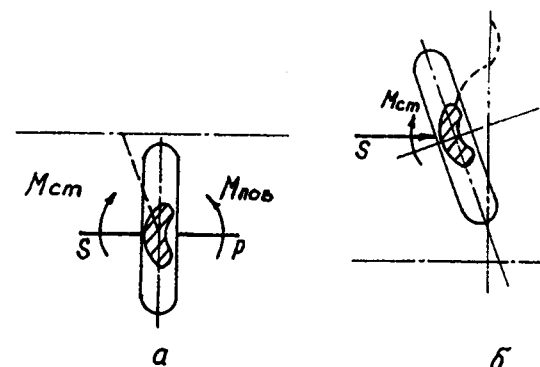


Рис. 4.25
Упругая стабилизация управляемого колеса

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

Управляемые колеса могут стабилизироваться вследствие упругости резины шин (упругая стабилизация) или за счет установки шкворня рулевой трапеции (стабилизация поворотом шкворня).

Рассмотрим оба способа стабилизации.

Упругая стабилизация (рис. 4.25,а). Боковой импульс всегда можно представить как импульс боковой силы (P), приложенной на поперечной оси отпечатка шины на дороге, и как импульс момента ($M_{пов}$), действующего на колесо относительно его вертикальной оси симметрии. Тогда со стороны дороги должны возникнуть соответствующие реакции — боковая реакция S и стабилизирующий момент $M_{ст}$. С момента исчезновения импульса реактивные силы будут уравновешиваться силами инерции, и после ряда колебательных движений колесо должно выйти на свою прежнюю траекторию (рис. 4.25,б).

Стабилизация наклоном шкворня (рис. 4.26). Если ось шкворня $n-n$, относительно которой поворачивается колесо, наклонить в вертикальной плоскости на угол β , то при повороте колеса под действием случайного возмущающего импульса оно должно опуститься ниже плоскости дороги или должен приподняться передок автомобиля. В последнем случае равновесие оси колеса будет неустойчивым и, как только исчезнет возмущающий импульс, колесо вернется в свое первоначальное положение.

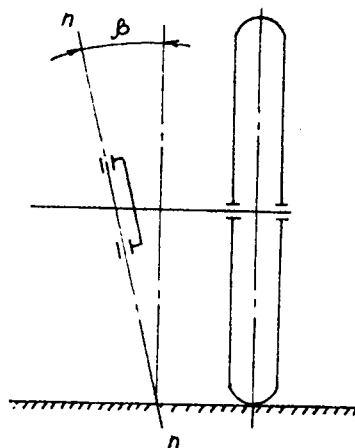


Рис. 4.26
Стабилизация управляемых колес
наклоном оси шкворня на угол β

Таким образом, имеет место стабилизация управляемого колеса. Стабилизировать управляемое колесо можно также наклоном оси шкворня назад на угол γ (рис. 4.27).

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

Значения углов β и γ по некоторым моделям автомобилей приведены в табл. 4.1.

Развал и сходимость управляемых колес. Если колесо автомобиля управляемое, то вследствие зазоров в рулевой трапеции или в подвеске плоскость качения колеса при движении автомобиля может оказаться наклоненной к плоскости дороги внутрь колеи. В этом случае колеса стремятся катиться по сходящим траекториям и вместо чистого качения колес будет иметь место качение колес с некоторым боковым скольжением. В результате компенсирования бокового скольжения колеса одного борта противоположно направленным боковым скольжением колеса другого борта сохраняется прямолинейное движение автомобиля, но при этом шины будут сильно изнашиваться. Чтобы уменьшить износ шин, надо привести колеса к чистому качению. Для этого управляемые колеса устанавливают с предварительным разва-

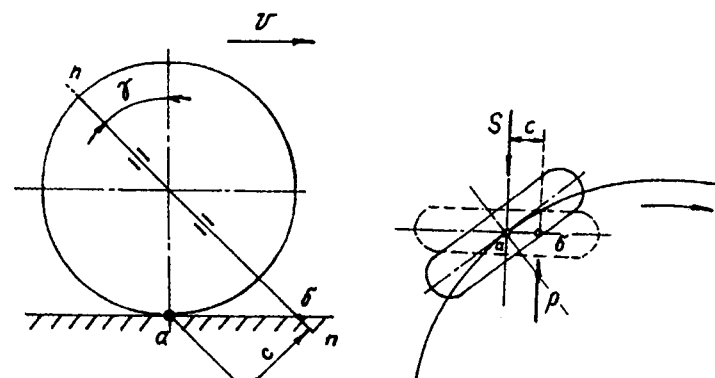


Рис. 4.27
Стабилизация управляемых колес наклоном оси шкворня на угол γ

лом, т. е. так, чтобы их плоскости качения были отклонены в сторону от колеи (на $1-2^\circ$). В этом случае при движении автомобиля плоскости качения колеса оказываются почти перпендикулярными к плоскости дороги и боковое скольжение колес уменьшается до минимума.

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

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

В табл. 4.1. приведены значения углов установки управляемых колес некоторых отечественных транспортных автомобилей.

Таблица 4.1

Углы установки управляемых колес

Модель автомобиля	Угол наклона шкворня		Угол развала γ°	Угол схождения α°
	вбок β°	назад γ°		
ГАЗ-53А	8	2,75	1	0,25
ЗИЛ-130	8	3,5	1	0,5
МАЗ-500	8	2,5	1	0,25
КрАЗ-256	8	2,5	1	0,25

Для тяжелых автомобилей углы установки управляемых колес имеют примерно те же величины, что и у автомобилей, приведенных в табл. 4.1.

4.6. КОЛЕБАТЕЛЬНОЕ ДВИЖЕНИЕ УПРАВЛЯЕМЫХ КОЛЕС (явление шимми)

Управляемые колеса, передний мост, подвеска и рулевой привод представляют собой упругую инерционную систему, которая при наличии возмущающих импульсов может приходить в колебательное движение, сопровождаемое вилянием управляемых колес.

Рассмотрим это явление.

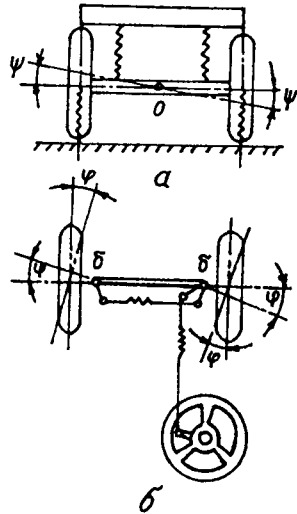


Рис. 4.28
Колебательная система управляемых колес автомобиля

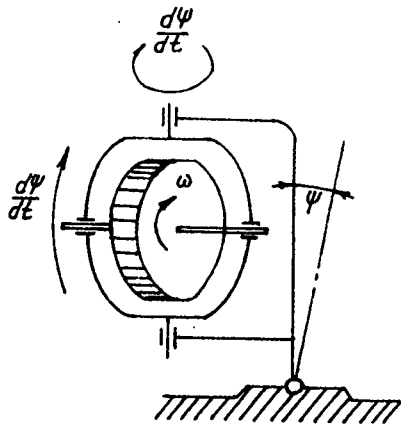


Рис. 4.29. Гироскоп

Приведенная динамическая система имеет две степени свободы. Так, передний мост вследствие упругой деформации рессор может перемещаться относительно продольной оси автомобиля (относительно точки O на рис. 4.28,а) на угол ψ , а колеса вследствие упругой деформации привода управления — на угол ϕ относительно оси шкворня (точка δ на рис. 4.28,б).

Если представить колесо в виде быстро вращающегося маховика, то этот маховик аналогичен гироскопу, показанному на рис. 4.29. Гироскоп обладает следующим свойством. Если перемещать его внешнюю рамку (относительно опоры) в плоскости чертежа со скоростью $\frac{d\psi}{dt}$, то внутренняя рамка, в которой закреплена ось маховика, будет перемещаться со скоростью $\frac{d\phi}{dt}$ относительно вертикальной оси. Если качать внешнюю рамку гироскопа, то будет качаться и внутренняя рамка. Первое перемещение соответствует качанию переднего моста автомобиля в вертикальной плоскости, второе — вилянию управляемых колес в горизонтальной плоскости. Это явление носит название шимми (танец).

Явление шимми может носить постоянный характер, если имеется в системе управляемых колес какой-нибудь постоянный источник возмущающих сил. Тогда система будет иметь незатухающие автоколебания.

Таким источником может являться, например, неуравновешенность (дисбаланс) колес. Так, нали-

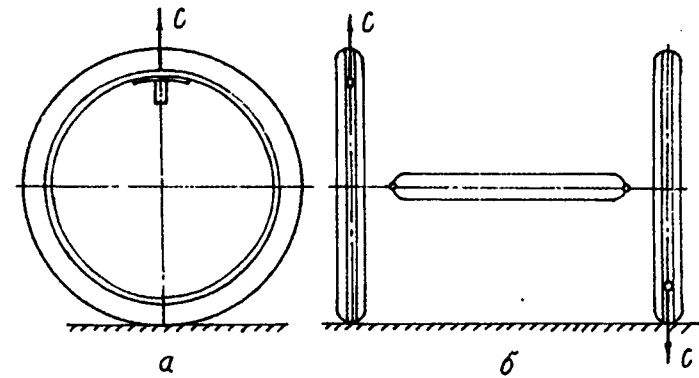


Рис. 4.30
Источник автоколебаний управляемых колес

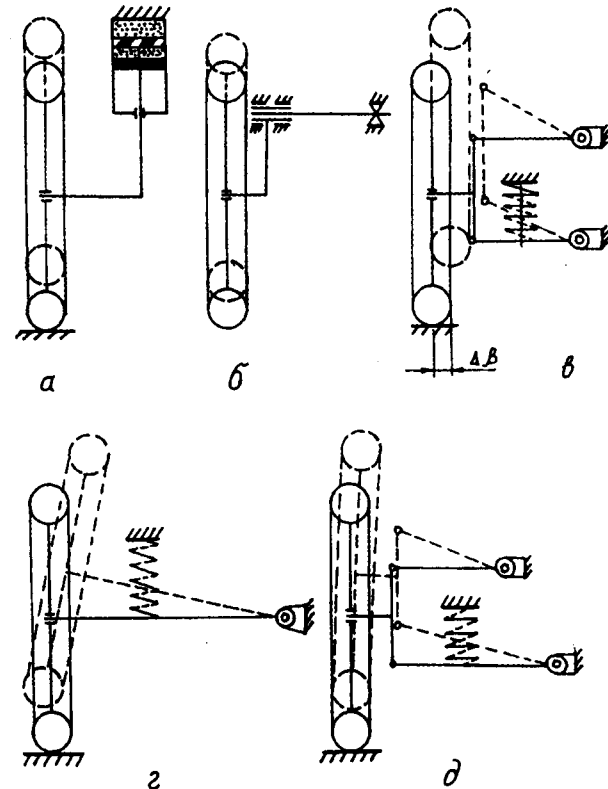


Рис. 4.31. Схемы подвесок

чие вентиля создает центробежную силу C (рис. 4.30,а). При диаметрально расположении вентиля, как показано на рис. 4.30,б, возникает знакопеременный возмущающий момент, который и будет источником автоколебаний. При высоких скоростях движения (обычно свыше 70 км/ч) влияние колес может достигнуть высокой частоты — 6—8 кол/сек и значительной амплитуды. При этом оно может сопровождаться периодическим отрывом колес от дороги, вследствие чего возможна потеря управления автомобилем.

Средством борьбы с явлением шимми является устранение дисбаланса колес, а также применение независимых подвесок.

Независимая подвеска должна удовлетворять следующему требованию. Она не должна позволять управляемым колесам совершать угловые перемещения в плоскости дороги. На рис. 4.31 показаны схемы независимых подвесок автомобиля. Подвески a, b , и c позволяют колесам перемещаться только поступательно. В этих подвесках явление шимми возникнуть не может. Другое дело подвески z и d . Они позволяют колесам совершать угловые перемещения в вертикальной плоскости, т. е. могут явиться причиной возникновения явления шимми. При этом подвеска d лучше подвески z , так как амплитуда колебаний этой подвески будет меньше, чем подвески z .

Подвеска d применяется на отечественных автомобилях «Москвич», «Волга», ВАЗ.

4.7. УСТОЙЧИВОСТЬ АВТОМОБИЛЯ ПРОТИВ ЗАНОСА И БОКОВОГО ОПРОКИДЫВАНИЯ ПРИ ПОВОРОТЕ

Определение реакций, действующих на колеса автомобиля при неравномерном повороте. Устойчивость автомобиля определяется наличием нормальных реакций дороги, действующих на колеса автомобиля при повороте: если реакции на колесах одного борта исчезают — автомобиль опрокидывается на противоположный борт.

Рассмотрим определение реакций на колеса двухосного автомобиля при повороте.

Представим автомобиль в виде свободного материального тела с массой M и моментом инерции I_z , ускоренно вращающегося с постоянным радиусом R вокруг некоторого неподвижного центра O (рис. 4.32). Скорость вращения тела Ω .

Выберем оси координат, как указано на рисунке. Окружная скорость будет V , поступательная, соответствующая скорости движения автомобиля, — v . Тогда согласно принципу Даламбера на тело будут действовать силы инерции: центробежная C и касательная $M \frac{dV}{dt}$. Если спроектировать эти силы на оси координат, то получим продольную составляющую C_x и поперечную составляющую C_y . Кроме того, на тело действует инерционный момент M_j .

Для определения составляющих сил инерции и инерционного момента поступаем следующим образом. Вместо вращения тела вокруг

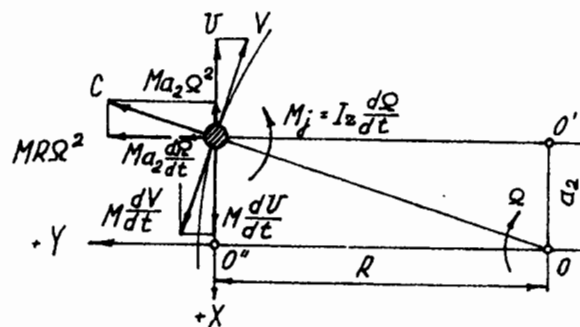


Рис. 4.32
Поворот материального тела вокруг центра

центра O будем рассматривать составляющие этого вращения вокруг центров O' и O'' . Эти вращения дают каждое свою составляющую — центробежную и касательную силы инерции.

Из рисунка получим

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

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

$$M_j = I_z \frac{d\Omega}{dt}.$$

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

$$\Omega = \frac{v}{R}.$$

Но радиус можно выразить через базу L и углы поворота передних управляемых колес α (рис. 4.18). Тогда

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

Подставляя Ω в предыдущие формулы, получим значение инерционных сил и момента:

$$C_y = M \left(\frac{v^2}{R} + \frac{a_2}{R} \cdot \frac{dv}{dt} + \frac{a_2}{L} v \frac{R^2 + L^2}{R^2} \cdot \frac{d\alpha}{dt} \right), \quad (4.42)$$

$$C_x = M \left(\frac{dv}{dt} - a_2 \frac{v^2}{R^2} \right), \quad (4.43)$$

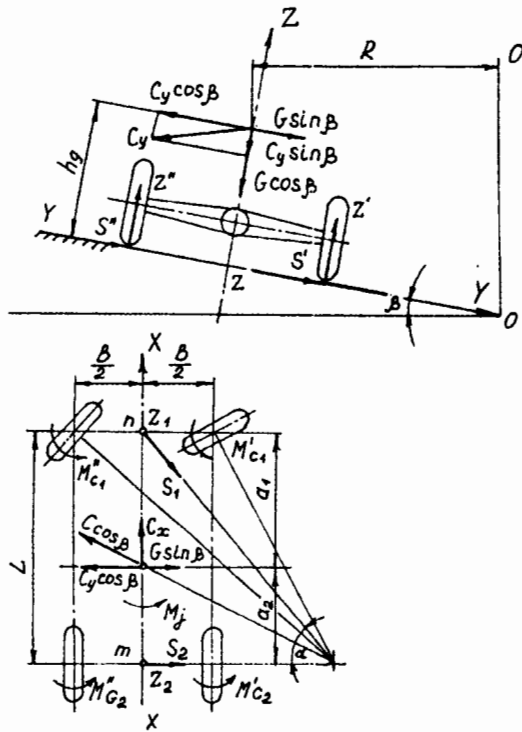


Рис. 4.33
Схема сил, действующих на автомобиль при повороте

$$M_j = I_z \left(\frac{1}{R} \cdot \frac{dv}{dt} + \frac{v}{L} \frac{R^2 + L^2}{R^2} \cdot \frac{d\alpha}{dt} \right). \quad (4.44)$$

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

Условимся обозначать индексом 1 и 2 реакции, приложенные к переднему и заднему мостам (S_1, S_2, Z_1, Z_2), и штрихами — реакции, приложенные к бортам автомобиля (рис. 4.33).

Согласно рис. 4.33,а напишем уравнение моментов и уравнение проекций на поперечную ось автомобиля:

$$\begin{aligned} S_1 L \cos \alpha_1 &= a_2 (C_y \cos \beta - G \sin \beta) + M_j + M_c, \\ S_1 \cos \alpha + S_2 &= C_y \cos \beta - G \sin \beta. \end{aligned}$$

Здесь α_1 — углы поворота управляемых колес.

Отсюда находим

$$S_1 = \frac{a_2 (C_y \cos \beta - G \sin \beta) + M_j + M_c}{L \cos \alpha_1}, \quad (4.45)$$

$$S_2 = \frac{a_1 (C_y \cos \beta - G \sin \beta) - M_j - M_c}{L}. \quad (4.46)$$

Аналогично определяем нормальные реакции в точках n и m :

$$Z_1 = \frac{a_2 (G \cos \beta + C_y \sin \beta) + h_g C_x \cos \beta}{L}, \quad (4.47)$$

$$Z_2 = \frac{a_1 (G \cos \beta + C_y \sin \beta) - h_g C_x \cos \beta}{L}. \quad (4.48)$$

и суммарные нормальные реакции на левом и правом борту автомобиля:

$$Z' = \left(\frac{1}{2} \cos \beta + \frac{h_g}{B} \sin \beta \right) G + \left(\frac{1}{2} \sin \beta - \frac{h_g}{B} \cos \beta \right) C_y, \quad (4.49)$$

$$Z'' = \left(\frac{1}{2} \cos \beta - \frac{h_g}{B} \sin \beta \right) G + \left(\frac{1}{2} \sin \beta + \frac{h_g}{B} \cos \beta \right) C_y. \quad (4.50)$$

Занос автомобиля. Чтобы автомобиль не заносило, реакции S_1 и S_2 должны быть меньше предельных значений по сцеплению, или

$$\left. \begin{aligned} S_1 &< \varphi Z_1, \\ S_2 &< \varphi Z_2. \end{aligned} \right\} \quad (4.51)$$

При малом угле поворота управляемых колес α эти неравенства заменяются одним

$$S < \varphi Z, \quad (4.52)$$

где $S = S_1 + S_2$;

$$Z = Z_1 + Z_2.$$

При заносе происходит боковое скольжение колес, причем сначала скользят колеса одной, а потом другой оси.

Обычно первой забрасывает заднюю ось. Действительно, если под действием поперечного возмущающего импульса передняя ось забрасывается в сторону со скоростью v_y (рис. 4.34,а), то скорость передней оси будет

$$v_1 = v_x + v_y,$$

где $v_x = v$ — скорость автомобиля до заноса.

Автомобиль будет поворачиваться вокруг точки O , лежащей на задней оси. При этом возникает центробежная сила, составляющая которой C_y стабилизирует автомобиль, т. е. противодействует заносу.

Если импульс приходится на заднюю ось (рис. 4.34,б), то центробежная сила помогает заносу. Если при этом управляемые колеса повернуть в сторону заноса так, чтобы они встали параллельно вектору v_2 , то занос прекратится (центр поворота уйдет в бесконечность).

Заметим, что при заносе автомобиля нельзя его тормозить, так как появляется скольжение колес по дороге и вследствие этого теряется управляемость автомобилем.

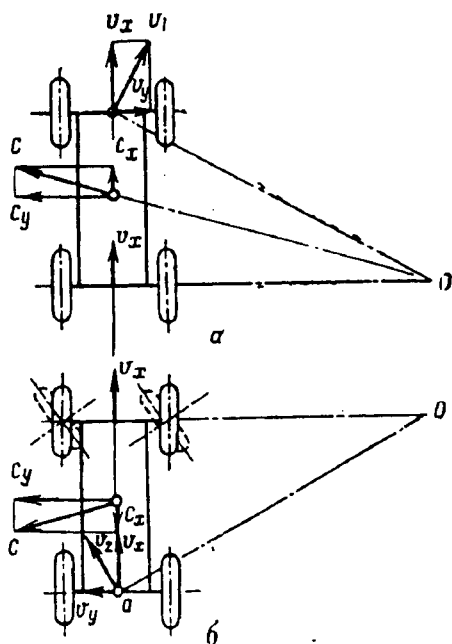


Рис. 4.34. Занос автомобиля

Занос при резком повороте управляемых колес. Допустим, что автомобиль движется равномерно ($v = \text{const}$) и прямолинейно ($R = \infty$). Из формулы (4.42), подставляя в нее значения v и R , получим

$$C_y = V \frac{a^2}{L} v \frac{d\alpha}{dt}$$

Так как $C_y = S$ — боковой реакции, то согласно формуле (4.52) найдем условие, при котором занос отсутствует:

$$\frac{d\alpha}{dt} < \frac{\varphi g L}{a^2 v}, \quad (4.53)$$

где g — ускорение земного тяготения.

Чем резче поворот управляемых колес (больше $\frac{d\alpha}{dt}$), тем больше вероятность заноса автомобиля.

Из формулы также следует, что занос зависит от базы автомобиля L и от выноса вперед центра тяжести a_2 . Увеличение базы и уменьшение выноса центра тяжести увеличивают устойчивость движения автомобиля.

Занос автомобиля может происходить и при отсутствии боковых сил, когда продольные силы на колесах левого и правого борта

неодинаковы, например при проколе шины одного из колес. Как известно, это является причиной многих аварий.

Боковое опрокидывание. Опрокидывание автомобиля наступает, когда одна из нормальных реакций, действующих на борт автомобиля Z' или Z'' , становится равной нулю.

Основной причиной опрокидывания является боковая составляющая центробежной силы, возникающая при повороте автомобиля.

Согласно рис. 4.34, а под действием центробежной силы опрокидывание происходит в сторону внешнего (забегающего) борта автомобиля. Примем в формуле (4.49) $Z' = 0$. Учитывая, что центробежная сила

$$C_y = \frac{Mv^2}{R},$$

получим выражение критической скорости, при которой должно начаться опрокидывание,

$$v_{\text{опр}} = \sqrt{\frac{(B + 2h_g \operatorname{tg} \beta) gR}{2h_g - B \operatorname{tg} \beta}}. \quad (4.54)$$

Из формулы следует, что критическая скорость по опрокидыванию зависит: от ширины колеи автомобиля B (чем шире автомобиль, тем выше критическая скорость); от положения центра тяжести h_g (чем ниже расположен центр тяжести, тем выше $v_{\text{опр}}$); от угла наклона дороги β (чем больше уклон дороги, тем выше $v_{\text{опр}}$); от радиуса закругления дороги R (чем меньше крутизна дороги, тем выше $v_{\text{опр}}$).

Формула (4.54) является основной при проектировании автомобильных дорог. Она позволяет определить крутизну дороги и угол наклона ее на вираже.

Опрокидывание автомобиля возможно только в том случае, если его колеса имеют достаточное сцепление с дорогой. В противном случае будет иметь место не опрокидывание, а занос.

Для упрощения задачи примем, что автомобиль заносит всеми колесами одновременно.

Определим из рис. 4.34, а суммарные реакции:

$$S = S' + S'' = C_y \cos \beta - G \sin \beta,$$

$$Z = Z' + Z'' = C_y \sin \beta + G \cos \beta.$$

Занос наступает, когда реакция S получает предельное значение по сцеплению ($S = \varphi Z$).

Заменяя в предыдущих равенствах C_y через $\frac{Mv^2}{R}$, получим выражение критической скорости по заносу $V_{\text{зан}}$:

$$v_{\text{зан}} = \sqrt{\frac{(\varphi + \operatorname{tg} \beta) gR}{1 - \varphi \operatorname{tg} \beta}}. \quad (4.55)$$

Отсюда следует, что критическая скорость по заносу зависит: от коэффициента сцепления ϕ (на обледенелых дорогах вероятность заноса большая); от угла наклона дороги β (чем больше этот угол, тем меньше вероятность заноса); от радиуса кривизны дороги R (чем выше кривизна дороги, тем меньше вероятность заноса).

Примем в частном случае угол $\beta = 0$. Тогда из формул (4.54) и (4.55) получим

$$v_{\text{опр}} = \sqrt{\frac{BgR}{2hg}}, \quad (4.56)$$

$$v_{\text{зан}} = \sqrt{\phi gR}. \quad (4.57)$$

Так как опрокидывание более опасно, чем занос, то можно определить условие, когда $v_{\text{зан}} < v_{\text{опр}}$. Из приведенных формул получим

$$\phi < \frac{B}{2hg}. \quad (4.58)$$

Таким образом, опрокидывание автомобиля на ровной дороге невозможно, если коэффициент сцепления колес с дорогой меньше величины $\frac{B}{2hg}$. Эта величина близка к единице. Коэффициент сцепления имеет максимальное значение порядка 0,6 (на сухом асфальте). Возможен только занос автомобиля. Однако, учитывая наличие на дороге микронеровностей, которые могут значительно повысить коэффициент сцепления, сделав его даже больше единицы, а также кюветов, занос может привести к опрокидыванию автомобиля.

В заключение следует отметить, что рулевое управление АТС и все конструктивные элементы, обеспечивающие их управляемость и устойчивость при криволинейном движении, вместе с тормозными системами обеспечивают безопасность движения, и поэтому к их надежности предъявляются повышенные требования.

Обеспечение необходимой устойчивости и управляемости проектируемых АТС достигается соответствующим выбором базовых и других конструктивных параметров с учетом всех режимов и условий движения. Эта работа, кроме расчетов, включает проведение экспериментальных исследований на физических и математических моделях, в том числе с применением компьютерной технологии (раздел 8), а также испытаний натуральных образцов.

5

КОЛЕБАТЕЛЬНАЯ ДИНАМИКА АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ (ПЛАВНОСТЬ ХОДА)

5.1. ПАРАМЕТРЫ ПЛАВНОСТИ ХОДА

Плавностью хода АТС называется его способность двигаться по дорогам и по местности с заданными эксплуатационными скоростями без значительных ударов, толчков и таких колебаний корпуса, которые могли бы оказать вредное влияние на физиологическое состояние экипажа, перевозимых людей, сохранность грузов и нормальную работу механизмов автомобиля.

Динамика АТС является фактически всегда колебательной, оцениваемой интенсивностью вертикальных, продольных и угловых колебаний подрессоренных масс и зависит не только от базовых конструктивных параметров и шин, но прежде всего от параметров подвески.

Поскольку на современных автомобилях применяют почти исключительно упругую (эластичную) подвеску, плавность хода связана с двумя группами явлений, зависящих друг от друга, но различающихся по своей природе.

С одной стороны, наличие упругой подвески вызывает колебательные движения корпуса, носящие более или менее правильный характер. Регулярные колебания воздействуют на вестибулярный аппарат человека и при определенных условиях могут вызвать морскую болезнь. Кроме того, сами параметры, характеризующие колебательный процесс, — амплитуда, частоты и особенно ускорения, действующие на корпус и передаваемые от него людям, грузам и механизмам, могут достигать недопустимых значений.

С другой стороны, упругость подвески может оказаться недостаточной для восприятия импульсов энергии, воздействующих на колеса автомобиля при движении по неровностям дороги или на корпус при неравномерном движении (разгоне и торможении автомобиля). Тогда, как говорят, происходит пробой подвески, т. е. жесткий удар неподрессоренной детали корпуса. При пробоях значительно возрастают ускорения корпуса (перегрузки), которые могут достигать величин порядка 3—4 g (ускорений земного тяготения), а иногда и больше.

Пробую подвески прежде всего способствует повышение скоростей движения автомобиля. Для грузовых автомобилей, значительную часть времени работающих на местности, опасность частых пробоев служит одним из основных факторов, ограничивающих скорости движения.

Даже при благоприятных параметрах колебательного движения в процессе нормальной работы подвески частые пробои делают движение недопустимым и требуют снижения скорости. Значительные импульсы энергии при высоких скоростях отражаются прежде всего на неподрессоренных узлах, таких, как мосты, балансиры и т. д.

Если же параметры подвески выбраны неудачно, на некоторых ходовых скоростях движения может возникать резонанс, приводящий к увеличению амплитуд колебаний и в конечном счете опять-таки к пробоям.

Чтобы избежать пробоев, водитель вынужден снижать скорость движения на отдельных участках, что приводит к снижению средних скоростей движения автомобиля на местности; это особенно неприемлемо для армейских автомобилей.

Положение усугубляется для специальных автомобилей, перевозящих некоторые виды специального (электронного, вакуумного) оборудования, для которого предел нагрузок может быть значительно ниже, чем даже для людей.

Вынужденное уменьшение скоростей движения и вызываемая этим недогрузка двигателя приводят к увеличению расхода топлива. Кроме того, расход топлива возрастает вследствие затрат энергии на восприятие динамических нагрузок и гашение колебаний. Поэтому автомобиль с неудовлетворительной плавностью хода имеет и пониженную экономичность.

Периодическое изменение нагрузок на управляемые колеса при колебаниях снижает устойчивость движения и ухудшает управляемость автомобиля. Эти явления становятся особенно опасными. Если в процессе колебаний управляемые колеса отрываются от дороги, отрыв может иметь место у многоосных длиннобазных автомобилей, корпуса которых склонны к интенсивному раскачиванию. Поэтому плавности хода современных автомобилей уделяется столь значительное внимание, а для армейских автомобилей она становится фактором, определяющим как возможные скорости движения, так и надежность, и долговечность ряда жизненно важных узлов автомобиля.

Как уже указывалось, основным элементом, обеспечивающим плавность хода автомобиля, служит эластичная подвеска. Подвеска современных автомобилей включают, как правило, амортизаторы, способствующие быстрому затуханию колебаний и предотвращающие благодаря этому резонанс. Кроме того, плавность хода повышается вследствие наличия пневматических шин, обладающих жесткостью, демпфирующими свойствами и поглощающей способностью.

Виды колебаний корпуса. Корпус (рама) автомобиля при движении совершает сложное колебательное движение. Чтобы удобнее анализи-

ровать его, принято рассматривать это движение как совокупность нескольких простых видов колебаний. При этом исходят из того, что корпус может перемещаться поступательно (параллельно самому себе) вдоль трех взаимно перпендикулярных осей XX , YY , ZZ и одновременно иметь угловые перемещения относительно каждой из этих осей. При таком условии корпус может совершать шесть видов колебаний, соответствующих шести степеням свободы, а именно:

поступательные вертикальные (перемещения относительно вертикальной оси ZZ), или подпрыгивание;

поступательные продольные (перемещения относительно продольной оси XX), или подергивание;

поступательные поперечные (перемещения относительно продольной оси YY), или шатание;

угловые поперечные (относительно продольной оси XX), или покачивание;

угловые боковые (относительно вертикальной оси ZZ), или рыскание;

галомирование.

За начало координат принимают центр упругости системы, т. е. точку, при приложении силы к которой корпус получает только поступательное перемещение. В практических расчетах считают, что центр упругости совпадает с центром тяжести.

Разумеется, в действительности корпус автомобиля совершает сложное колебательное движение, которое мы разделяем на отдельные виды лишь в целях анализа явлений и факторов, от которых они зависят. Однако такое разделение позволяет выделить и оценить наиболее существенное в процессе.

Так, анализ конструкции подвески и условий движения позволяет сделать вывод, что главное влияние на плавность хода оказывают два вида колебаний: поступательные вертикальные (подпрыгивание) и угловые продольные (галомирование).

Пренебрежение другими видами колебаний не отразится заметно на результатах оценки плавности хода. В то же время оно значительно упрощает исследование этого явления и, в частности, позволяет свести задачу к плоскостной, т. е. рассматривать колебания плоской фигуры, имеющей форму боковой проекции корпуса автомобиля, в одной вертикальной плоскости, совпадающей со средней плоскостью автомобиля.

Существенное различие между вертикальными и продольными угловыми колебаниями заключается в том, что в первом случае вертикальные перемещения, скорости и ускорения одинаковы для всех точек корпуса; во втором — при одной и той же частоте и угловой амплитуде колебаний точки, неодинаково удаленные от центра тяжести, будут иметь различные линейные перемещения, скорости и ускорения. Наибольшая величина их будет соответствовать крайним точкам корпуса.

Очевидно, что для длиннобазных многоосных автомобилей влияние продольных угловых колебаний будет особенно значительным. Это позволяет в ряде случаев рассматривать влияние

только угловых колебаний, пренебрегая вертикальными, вызывающими (по крайней мере, для наиболее удаленных от центра точек) гораздо меньшие перемещения скорости и ускорения.

В то же время для короткобазных двухосных автомобилей нельзя пренебрегать ни одним из видов колебаний; удобнее рассматривать их совместное действие для крайних точек корпуса (границ базы), учитывая перемещение этих точек в общем движении.

Следует напомнить, что при рассмотрении колебательных явлений необходимо различать собственные и вынужденные колебания.

Собственные колебания, вызываемые единичными импульсами, имеют вполне определенную частоту, зависящую только от геометрических параметров автомобиля и жесткости его подвески; именно поэтому, как будет показано ниже, эта частота служит в известной мере одним из обобщающих конструктивных параметров плавности хода. Величина импульса определяет лишь амплитуду колебания.

Для движения автомобиля по чередующимся неровностям характерны вынужденные колебания, частота которых определяется прежде всего характером возмущающей функции, а параметры в целом — сложной зависимостью внешних условий (профиль дороги и скорость движения автомобиля) и конструктивных факторов. В конечном итоге основное внимание при оценке плавности хода следует уделять вынужденным колебаниям, как это и будет сделано дальше.

Параметры оценки плавности хода. Основными параметрами оценки плавности хода могут служить:

распределение вертикальных ускорений по длине корпуса и их максимальная амплитуда колебаний, при которой не происходит пробоя подвески (жесткого удара в ограничителе деформации упругих элементов);

критическая скорость по пробую, т. е. скорость движения автомобиля, при которой подвеска начинает пробиваться;

при движении с закритическими скоростями — число пробоев на единицу пути;

эффективность гашения колебаний корпуса.

Эти параметры зависят прежде всего от конструкции автомобиля. Основными конструктивными факторами, влияющими на плавность хода, являются:

база автомобиля;

масса автомобиля и момент инерции корпуса относительно оси (YY);

расположение колес относительно центра тяжести;

схема подвески и ее характеристики;

статические и рабочие хода колес (вертикальные перемещения колес относительно корпуса);

жесткость шин, их демпфирующие свойства и поглощающая способность;

сопротивление амортизаторов, определяемое их числом, расположением и характеристикой.

Совокупность конструктивных факторов определяет частоты собственных вертикальных и угловых колебаний корпуса.

Конструктивные факторы однозначно определяют параметры плавности хода только при вполне определенных внешних условиях и режимах движения автомобиля, или дорожных условиях. Важнейшими из них являются:

скорость движения автомобиля;

форма неровностей дороги: длина, наибольшая высота и профиль; чередование неровностей.

Рассмотрим вначале характеристики подвески как важнейшего конструктивного элемента, влияющего на плавность хода.

5.2. ПОДВЕСКА И ЕЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

К подвеске относятся узлы и детали, соединяющие оси колес или мосты автомобиля с его корпусом (рамой). Подвеска состоит из жестких кинематических звеньев (направляющих устройств), упругих элементов и амортизаторов. В качестве упругих элементов могут использоваться металлические элементы — листовые рессоры, пружины, торсионы, а также резиновые, пневматические и гидропневматические элементы. В некоторых случаях один и тот же элемент может выполнять разные функции; так, листовая рессора может одновременно быть и направляющим устройством, а гидропневматический упругий элемент выполнять роль амортизатора.

Кинематические звенья обеспечивают перемещение колес по отношению к корпусу и определяют характер перемещения; от их устройства зависят также величина усилий, передаваемых на упругие элементы, и деформация последних.

Соответственно схемы соединения кинематических звеньев подвески могут быть разделены на независимые и зависимые.

При независимой подвеске каждое колесо подвешивается к корпусу через самостоятельные кинематические звенья и упругие элементы; перемещение одного колеса по отношению к корпусу непосредственно не связано с перемещением других колес.

При зависимой подвеске между колесами существует связь; перемещение одного колеса по отношению к корпусу вызывает перемещение другого. Связи могут быть двух видов: поперечные — между одноименными колесами двух бортов (через неразрезные мосты) и продольные — между колесами одного борта. Зависимая подвеска с продольными связями называется балансирной.

Поскольку задачи на плавность хода рассматриваются как плоскостные и одноименные колеса правого и левого борта по схеме объединяются, зависимая подвеска, имеющая только поперечные связи, приводится к независимой. Различие сохраняется лишь между независимой и балансирной подвесками. Подвеска, содержащая в

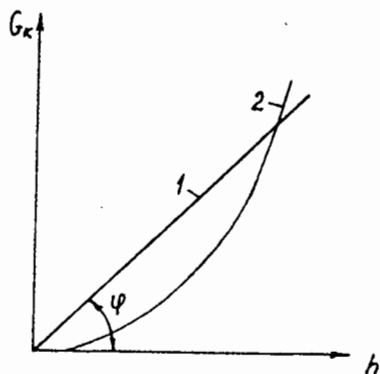


Рис. 5.1
Линейная (1) и нелинейная (2)
характеристики подвесок

плоскостной схеме элементы независимой и балансирной подвесок, например у трехосного автомобиля с задней балансирной тележкой, называется смешанной.

Характеристикой упругого элемента и подвески является зависимость между вертикальным перемещением оси колеса h и действующей на него вертикальной нагрузкой G_k , или реакцией Z_k .

Характеристика подвески может быть линейной 1 или нелинейной 2 (рис. 5.1).

Жесткостью подвески называется производная от нагрузки по перемещению

$$c = \frac{dG_k}{dh} \quad (5.1)$$

У подвески с линейной характеристикой жесткость постоянная и выражается графически тангенсом угла наклона характеристики G (рис. 5.1).

$$c = \frac{G_k}{h} = \operatorname{tg} \varphi \quad (5.2)$$

При нелинейной характеристике жесткость различная для различных точек. Так, для вогнутой характеристики (рис. 5.1 и 5.2) жесткость возрастает с увеличением нагрузки. Величина жесткости для отдельных точек как производных функции определяется аналитически, если функция задана уравнением, или графически как тангенс угла наклона касательной в каждой точке. Среди точек, выбранных для определения жесткости, обязательно должна быть точка, соответствующая статической нагрузке.

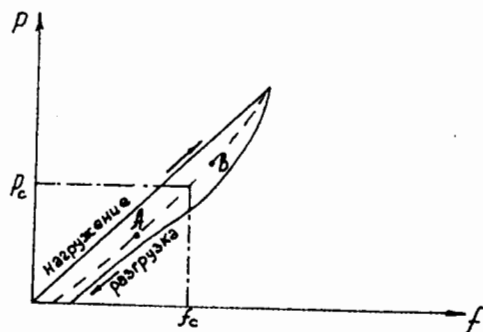


Рис. 5.2
Характеристика листовой рессоры

Характеристика подвески может быть получена опытным путем или построена аналитически. При этом возможны два вида характеристик — с учетом или без учета упругости шины.

При опытном определении характеристики с учетом упругости шины колесо предварительно разгружают (вывешивают), а затем начинают поднимать, прикладывая нагрузку к наружной поверх-

ности шины. Замеряя вертикальное перемещение опорной площадки h и соответствующую ему вертикальную нагрузку Z_k , получают ряд точек для построения характеристики.

Для получения характеристики без учета упругости шины опыт может производиться точно так же, но при снятой шине нагрузка прикладывается к ободу колеса. Однако в этом случае можно ограничиться снятием характеристики только упругого элемента, а характеристику подвески получить пересчетом.

Для нахождения характеристики подвески путем расчета используется характеристика упругого элемента и шины, а также кинематическая схема подвески.

Характеристикой упругого элемента называется графическая, или аналитическая зависимость между нагрузкой на упругий элемент P и его деформацией f .

На рис. 5.2 показана примерная характеристика листовой рессоры. Вследствие трения между листами и связанного с этим гистерезиса линии нагрузки не совпадают.

Средняя (пунктирная) линия, не учитывающая трения, представляет собой расчетную характеристику рессоры. Эта характеристика нелинейная, но на некотором участке АВ при нагрузках, близких к статической, может быть принята за линейную.

Аналогичную характеристику имеет пневматическая шина (см. рис. 1.17а).

Характеристика спиральной цилиндрической пружины a (рис. 5.3) может быть принята за линейную. Линейную характеристику a имеет также торсион (упругий стержень, работающий на закручивание); для него характеристикой служит зависимость скручивающего момента от угла закрутки: $M = f(\alpha)$. Коническая пружина имеет вогнутую характеристику b (рис. 5.3.).

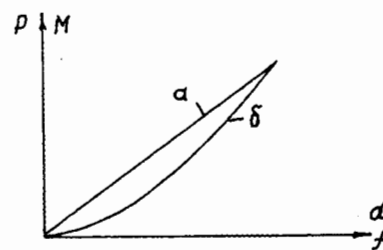


Рис. 5.3
Характеристика цилиндрической пружины и торсиона (а) и конической пружины (б)

Жесткость рессоры* выражается аналогично жесткости подвески:

$$c = \frac{dP}{df} \quad (5.3)$$

Для прямолинейного участка характеристики (рис. 5.2)

$$c = \frac{\Delta P}{\Delta f}$$

У торсиона

$$c = \frac{dM}{d\alpha} \quad (5.4)$$

* Здесь и далее термин «рессора» употребляется в смысле упругого элемента вообще.

Чтобы перейти от характеристики рессоры к характеристикам подвески, следует установить зависимость между перемещением колеса и деформацией рессоры, а также между нагрузками на колесо и на рессору.

На рис. 5.4 показаны различные схемы подвесок, применяемых на автомобилях: *a-z* — независимые, *д* — балансирующая, *e* — приведенная схема (усилие пружины, а также сопротивление амортизатора действуют непосредственно на ось колеса).

В качестве примера рассмотрим определение характеристики для независимой однорычажной подвески с качением колеса в поперечной плоскости (рис. 5.4, *a*).

Составляя уравнение проекций на вертикальную ось и уравнение моментов, получим

$$\begin{aligned} Z_k - q &= P, & (a) \\ (Z_k - q)(a + b) &= Pb. & (б) \end{aligned}$$

Здесь q — вес колеса.

Между перемещением h оси колеса и деформацией f пружины имеется зависимость

$$h = f \frac{a + b}{b}. \quad (в)$$

Считая характеристику рессоры линейной и выражая силу через жесткость и деформацию, получим после подстановки в уравнения (а) и (б)

$$c = \frac{Z_k}{h} = c_p \left[\frac{b^2}{(a + b)^2} + \frac{q}{P} \cdot \frac{b}{(a + b)} \right]. \quad (г)$$

Эта характеристика нелинейная, так как отношение q/P переменное. Однако ввиду сравнительно небольшой величины этого отношения для большинства автомобилей (за исключением большегрузных автомобилей высокой проходимости) под статической нагрузкой его влиянием можно пренебречь и считать характеристику линейной; тогда жесткость подвески определяется формулой

$$c = c_{cp} \cdot \frac{b^2}{(a + b)^2}. \quad (5.5)$$

Жесткость подвески меньше жесткости упругого элемента; при $a=b$ имеем

$$c = \frac{1}{4} c_p.$$

Аналогично определяется жесткость для подвески с двумя равными рычагами (рис. 5.4, *в*).

У подвески с неравными рычагами (рис. 5.4, *г*) соотношение плеч нельзя принимать постоянным и характеристика будет нелинейной.

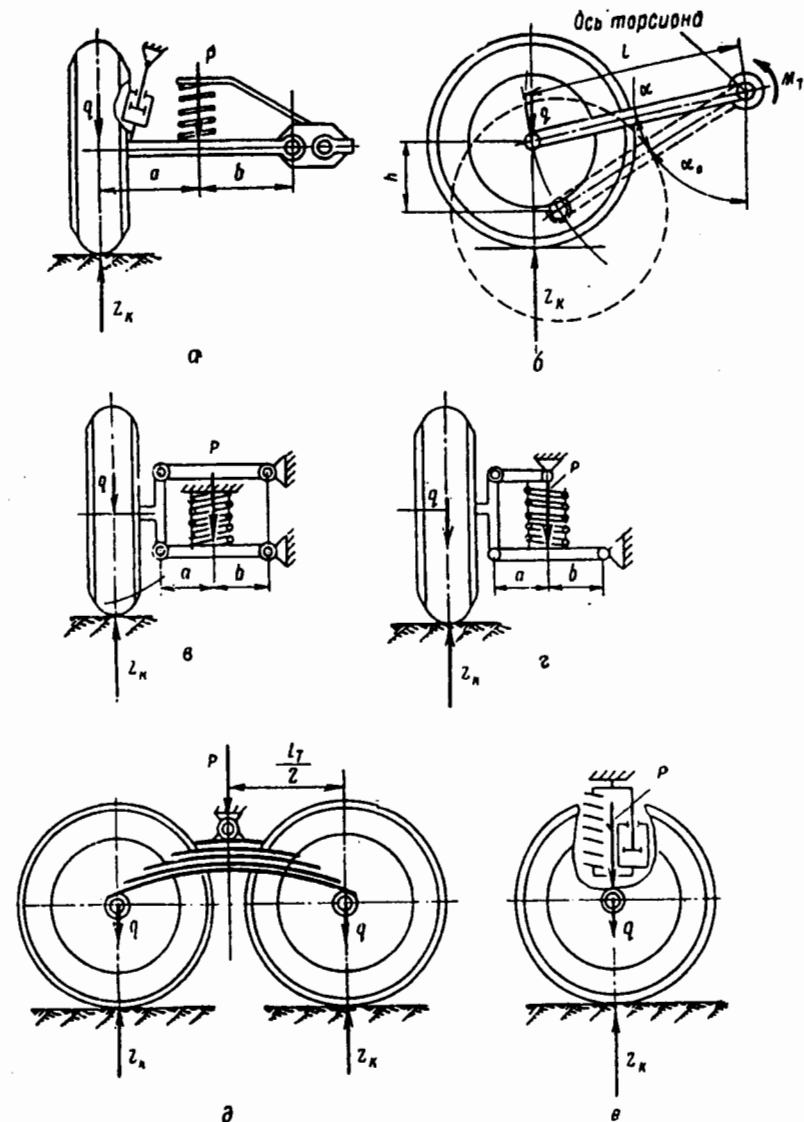


Рис. 5.4
Схемы независимых (*a-г*), балансирующей (*д*) и приведенной (*e*) подвесок

Рассмотрим теперь торсионную подвеску, у которой колесо качается в продольной плоскости (рис. 5.4,б).

Для нее, если не учитывать вес колеса, можно написать

$$Z_k l \sin(\alpha_0 + \alpha) = M_T = c_p \alpha, \quad (5.6)$$

$$h = l [\cos \alpha_0 - \cos(\alpha_0 + \alpha)], \quad (5.7)$$

откуда жесткость подвески

$$c = \frac{Z_k}{h} = \frac{c_p \alpha}{l^2 \sin(\alpha_0 + \alpha) [\cos \alpha_0 - \cos(\alpha_0 + \alpha)]}, \quad (5.8)$$

где α_0 — начальный угол установки рычага; обычно α_0 берется в пределах 45—70°;

α — угол закрутки торсиона.

Таким образом, при линейной характеристике рессоры характеристика подвески будет линейной. Наименьшая жесткость получится при $\alpha_0 + \alpha = \pi/2$, когда

$$c = \frac{c_p \alpha}{l^2 \cos \alpha_0}. \quad (5.9)$$

Для балансирной подвески могут быть две характеристики — характеристика по колесу и характеристика по тележке.

При построении характеристики по колесу вертикальное перемещение дается одному из колес тележки, а остальные сохраняют начальное положение; при этом определяются нагрузки на перемещаемое колесо. Для характеристики по тележке одинаковые перемещения даются всем колесам, т. е. вся тележка перемещается параллельно самой себе. Каждой из характеристик соответствуют свои жесткости.

Определим жесткости для применяемой на трехосных автомобилях симметричной балансирной подвески (рис. 5.4,д), имеющей две характеристики (если подвеска несимметричная, она имеет неодинаковые характеристики по переднему и заднему колесам).

При определении жесткости по колесу имеем (без учета веса колеса)

$$Z_k = \frac{P}{2}, \quad (a)$$

$$h = 2f, \quad (б)$$

откуда

$$c_k = \frac{c_p}{4}. \quad (5.10)$$

При определении жесткости по тележке $h = f$, тогда

$$c_T = \frac{c_p}{2}. \quad (5.11)$$

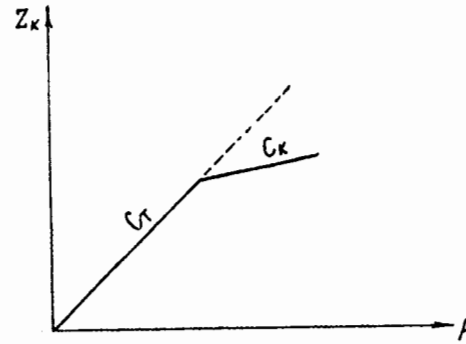


Рис. 5.5
Характеристика балансирной подвески

Таким образом, жесткость по тележке вдвое больше жесткости по колесу. Характеристики, соответствующие жесткости c_T и c_k , показаны на рис. 5.5. Каждая из характеристик отвечает определенным условиям работы подвески. Так, под статической нагрузкой (под весом корпуса) оба колеса тележки одинаково перемещаются по отношению к корпусу, и справедлива характеристика по тележке (сплошная линия c_T на рис. 5.5). То же будет иметь место при возникновении угловых колебаний во время движения автомобиля по ровной дороге. В этих случаях подвеска жесткая; жесткой она будет и при движении по длинным неровностям (при наезде на неровности обоих колес одновременно). Если же на неровность наезжает одно колесо, справедлива характеристика по колесу (линия c_k , начинающаяся от статической нагрузки); такая подвеска мягкая, что повышает плавность хода автомобиля.

Графоаналитический метод построения характеристики подвески по методу Е. И. Магидовича рассмотрен ниже. В общем случае характеристика подвески может быть построена графоаналитическим методом. При этом зависимость h и f находится графическим построением, а зависимость Z_k от P — аналитически.

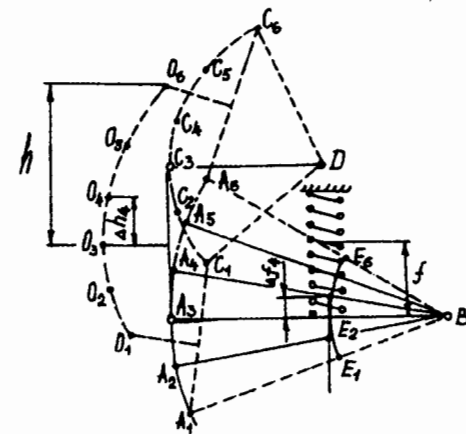


Рис. 5.6
Схема для построения кинематической характеристики подвески

Рассмотрим этот метод на примере независимой подвески с неравными рычагами (рис. 5.4,з). В увеличенном размере схема воспроизведена на рис. 5.6. Здесь шарнирный трехзвенник $BACD$ поворачивается вокруг точек B и D . Каждому углу поворота соответствует определенное положение оси колеса O ($O_1, O_2 \dots$).

Строя в масштабе ряд положений трехзвенника, определяем траектории точек E, A, C, O , соответствующие им вертикальные деформации рессоры Δf_i и перемещения оси колеса Δh_i .

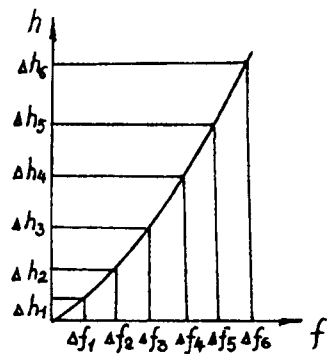


Рис. 5.7
Кинематическая характеристика подвески

По этим данным строится кинематическая характеристика подвески (рис. 5.7).

Далее: пусть дана характеристика упругого элемента (рис. 5.8, а). Если пренебречь трением в подвеске и влиянием веса колеса, то приращение потенциальной энергии рессоры, деформирующейся на величину Δf_i , должно быть равно работе подъема колеса на высоту Δh_i . Для малого участка, пренебрегая кривизной характеристики, получим

$$\frac{P_{i-1} + P_i}{2} \Delta f_i = \frac{Z_{k(i-1)} + Z_{ki}}{2} \Delta h_i,$$

откуда

$$Z_{ki} = (P_{i-1} + P_i) \frac{\Delta f_i}{\Delta h_i} - Z_{k(i-1)}. \quad (5.12)$$

Имея в виду, что $Z_{k0} = 0$ и $P_0 = 0$, имеем

$$Z_{k1} = P_1 \frac{\Delta f_1}{\Delta h_1}. \quad (5.13)$$

Дальнейшие значения Z_1 определяются по формуле (5.12), например:

$$Z_{k2} = (P_1 + P_2) \frac{\Delta f_2}{\Delta h_2} - Z_{k1},$$

$$Z_{k3} = (P_2 + P_3) \frac{\Delta f_3}{\Delta h_3} - Z_{k2} \text{ и т. д.}$$

По этим данным строится характеристика подвески (рис. 5.8, б). Заштрихованный участок характеристики соответствует работе перемещения колеса на величину Δh_i .

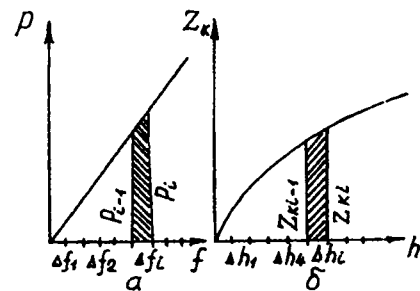


Рис. 5.8
Характеристики упругого элемента (а) и подвески (б)

Графоаналитический метод построения характеристики — наиболее общий. Любая из найденных ранее аналитически характеристик может быть получена этим методом.

Ход колес. Ход колес, т. е. вертикальное перемещение колеса по отношению к корпусу автомобиля под воздействием приложенной к нему нагрузки, может быть разделен на две части: статический и рабочий, или динамический, ход — от полной разгрузки упругого элемента до статического положения, занимаемого колесом под воздействием веса автомобиля, и рабочий, или динамический, ход — от статического положения до верхнего предела, определяемого ограничителем хода колеса. Ограничитель необходим для предотвращения перегрузки и возможной поломки упругого элемента*.

Величина ходов и их соотношение оказывают существенное влияние на плавность хода автомобиля.

При линейной характеристике подвески статический ход h_c однозначно определяет ее жесткость, так как

$$c = \frac{G_{к.с.}}{h_c}, \quad (5.14)$$

где $G_{к.с.}$ — статическая нагрузка на колесо.

Для автомобилей статическая нагрузка — величина переменная, зависящая от того, нагружен ли и насколько нагружен автомобиль. Чем больше коэффициент грузоподъемности данного автомобиля, тем при постоянной жесткости подвески шире возможные пределы изменения статического хода.

Величина рабочего хода колеса теоретически ограничивается клиренсом (дорожным просветом) автомобиля, так как при рабочем ходе, равном клиренсу, низшая точка корпуса будет касаться дороги. Практически, учитывая наличие неровностей, рабочий ход должен быть меньше клиренса. Уменьшение рабочего хода может оказаться необходимым также по конструктивным условиям, если до выбора клиренса какая-либо неподдресоренная деталь будет задевать за поддресоренную.

Коэффициентом динамичности подвески ϕ называется отношение рабочего хода колеса h_p к статическому:

$$\phi = \frac{h_p}{h_c}. \quad (5.15)$$

Поскольку величины как статического, так и рабочего хода ограничены, коэффициент динамичности не может изменяться произвольно. Увеличение его связано с повышением жесткости подвески и потому не может быть рекомендовано, хотя при этом и уменьшится вероятность пробоя: чем больше рабочий ход, тем (при равной жесткости) большую потенциальную энергию может запасти подвеска.

* Ограничитель может быть жестким или упругим (дополнительная рессора, резиновый массив). Упругость ограничителя учитывается при построении характеристик подвески.

В табл. 5.1 приведены данные о ходах колес и коэффициенте динамичности для некоторых автомобилей многоцелевого назначения. Из таблицы видно, что полные хода колес — соответственно передних и задних — изменяются в сравнительно ограниченных пределах, за отдельными исключениями; различие в ходах передних и задних колес объясняется неодинаковой нагрузкой, которая действует на них. Рабочие хода значительно меньше клиренса, т. е. остается запас порядка 200 мм; коэффициент динамичности находится в пределах 1—2 (кроме автомобилей ЗИЛ, где он выше).

Таблица 5.1

Хода колес автомобилей многоцелевого назначения

Модель автомобиля	Передняя подвеска			Задняя подвеска			Клиренс, мм
	Статический ход, мм	Рабочий ход, мм	Коэффициент динамичности	Статический ход, мм	Рабочий ход, мм	Коэффициент динамичности	
ГАЗ-66	115	110	0,955	120	127	1,06	310
ЗИЛ-157К	73	80	1,1	52	130	2,5	310
ЗИЛ-131	95	98	1,03	70	160	2,3	330
Урал-375	82	75	0,915	85	138	1,63	400
КрАЗ-214Б	80	78	0,975	58	110	1,9	360

5.3. ЧАСТОТЫ СОБСТВЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ КОРПУСА

Как уже указывалось, частоты собственных колебаний корпуса представляют собой важные обобщающие параметры, оказывающие влияние на совокупность свойств, по которым оценивается плавность хода автомобиля.

Частоты собственных колебаний могут быть определены опытным путем или расчетом.

При опытном определении импульс, вызывающий колебания, может быть приложен непосредственно к корпусу автомобиля либо серия импульсов передана, например, через колеса проездом единичной неровности. Самопишущая аппаратура запишет колебания корпуса, продолжающиеся после прекращения действия импульсов; обработка записей позволит определить частоты колебаний. Некоторые погрешности внесут колебания корпуса в других (помимо продольной) плоскостях, однако ими можно пренебречь ввиду сравнительной незначительности этих колебаний.

Расчетное определение частот собственных колебаний основывается на анализе дифференциальных уравнений движения корпуса автомобиля. В качестве допущений принимается независимость колебаний в продольной вертикальной плоскости от других видов колебаний, отсутствие возмущающих сил, уравновешенность продольных сил, приложенных к корпусу, и их моментов. Кроме того, характеристики всех подвесок считают линейными.

При этих условиях анализ уравнений дает следующие значения частот собственных колебаний:

$$k_1^2 = \frac{\mu + v}{2} + \sqrt{\left(\frac{\mu - v}{2}\right)^2 + pq}, \quad (5.16)$$

$$k_2^2 = \frac{\mu + v}{2} + \sqrt{\left(\frac{\mu - v}{2}\right)^2 + pq}. \quad (5.17)$$

В этих формулах обозначено

$$\left. \begin{aligned} \mu &= \frac{2 \sum_{i=1}^n c_i}{M}, \\ v &= \frac{2 \sum_{i=1}^n c_i a_i^2}{I_y}, \\ p &= \frac{2 \sum_{i=1}^n c_i a_i}{M}, \\ q &= \frac{2 \sum_{i=1}^n c_i a_i}{I_y}, \end{aligned} \right\} \quad (5.18)$$

где n — число колес одного борта (предел суммирования);

c_i — жесткость подвески;

M — поддрессоренная масса корпуса автомобиля;

a_i — расстояние от центра тяжести до оси колеса;

I_y — момент инерции корпуса относительно поперечной оси, проходящей через центр тяжести корпуса.

Таким образом, частоты собственных колебаний представляют собой сложную функцию ряда конструктивных факторов, в числе которых основную роль играют масса и момент инерции корпуса, способствующие уменьшению частот, а также жесткость, способствующая их увеличению.

Для анализа формул (5.16) и (5.17) возьмем случай, когда $\sum c_i a_i = 0$. Тогда коэффициенты связи p и q обращаются в нуль и формулы (5.16) и (5.17) примут вид

$$k_1^2 = u.$$

$$k_2^2 = v.$$

Обозначив $k_1 = k_z$ и $k_1 = k_\varphi$, получим (отрицательные корни отбрасываем)

$$\left. \begin{aligned} k_z &= \sqrt{\frac{2 \sum_{l=1}^{i=n} c_l}{M}}, \\ k_\varphi &= \sqrt{\frac{2 \sum_{l=1}^{i=n} c_l a_l^2}{I_y}}. \end{aligned} \right\} \quad (5.19)$$

Частоты k_z и k_φ называются п а р ц и а л ь н ы м и (частными) частотами колебаний. Можно представить корпус автомобиля, совершающим продольные угловые колебания вокруг двух центров колебаний: одного, совпадающего с центром упругости (тяжести), и другого, отнесенного в бесконечность. Тогда физически парциальные частоты соответствуют колебаниям относительно первого (k_φ) и второго (k_z) центров. Очевидно, во втором случае вертикальные перемещения всех точек корпуса одинаковы и равны перемещениям центра тяжести, т. е. это частота вертикальных колебаний.

Как следует из формул (5.19), квадрат парциальной частоты k_z пропорционален суммарной жесткости и обратно пропорционален массе корпуса автомобиля. Если жесткости всех подвесок одинаковы, то после преобразования получим

$$k_z = \sqrt{\frac{gn}{\sum_{l=1}^{i=n} h_{ci}}},$$

где g — ускорение силы тяжести;
 h_{ci} — статический ход колеса.

$$\sum_{l=1}^{i=n} h_{ci}$$

Обозначив $\frac{1}{n} \sum_{l=1}^{i=n} h_{ci}$ через $h_{c. \text{ ср.}}$, получим простую зависимость,

связывающую частоту собственных вертикальных колебаний непосредственно со средним статическим ходом колеса $h_{c. \text{ ср.}}$:

$$k = \sqrt{\frac{g}{h_{c. \text{ ср.}}}}. \quad (5.20)$$

Квадрат парциальной частоты угловых колебаний пропорционален жесткости и обратно пропорционален моменту инерции корпуса I_y . Кроме того, он зависит от расстановки колес (расстояний a_i). Однако даже при максимальном сближении средних колес четырехосного автомобиля частота снизится не более чем на 5% против равномерной расстановки колес.

Момент инерции корпуса автомобиля приближенно можно определить по эмпирической формуле

$$I_y = AML^2 \text{ кгс} \cdot \text{м} \cdot \text{сек}^2, \quad (5.21)$$

где A — опытный коэффициент, равный для большинства автомобилей 0,13—0,22 (так, для КраЗ-214 он равен 0,16, для ГАЗ-66 — 0,2);

M — поддресоренная масса автомобиля, кгс · сек²/м};

L — база автомобиля, м.

Двухосные и трехосные автомобили. Для двухосного автомобиля, так же как и для многоосного, рассматривать вертикальные и угловые колебания независимо друг от друга можно, если коэффициенты связи равны нулю, т. е. при $\sum c_i a_i = 0$. Для этого требуется, чтобы

$$c_1 a_1 = c_2 a_2. \quad (a)$$

Это условие может быть распространено и на трехосные автомобили с балансирной подвеской задних осей, применяемой на большинстве современных трехосных автомобилей: взамен a_2 следует поставлять координату тележки a_T , взамен c_2 — приведенную жесткость по тележке c_T .

У двухосных и трехосных автомобилей условие (а) часто не выполняется, как это видно из табл. 5.2, при этом наблюдается значительное изменение соотношения величин $c_i a_i$ в зависимости от нагрузки автомобиля.

Так, у ненагруженного автомобиля ЗИЛ-131 $\frac{c_1 a_1}{c_T a_T} = \frac{45,5}{98}$, у груженого — $\frac{67}{51}$. Поэтому независимое рассмотрение вертикальных и угловых колебаний в общем случае было бы неправильным.

Таблица 5.2

Основные параметры подвески автомобилей

Модель автомобиля	Передняя подвеска				Задняя подвеска			
	Координата a_1 , см		Жесткость, кгс/см		Координата a_1 , см		Жесткость, кгс/см	
	без груза	с грузом	рессоры $c_{ш1}$	шины $c_{ш1}$	без груза	с грузом	рессоры c_1	шины $c_{ш1}$
ГАЗ-66	100	173	100	430	230	157	106	430
ЗИЛ-157	190	290	161	500	233	133	390	500
ЗИЛ-131	183	273	248	520	192	102	507	520
Урал-375	244	315	255	680	176	105	410	680
МАЗ-502	205	—	240	600	247	—	380	870

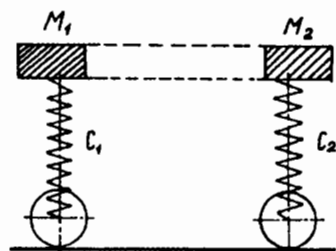


Рис. 5.9
Приведенная двухмассовая
схема подвески

Однако, как показывают исследования, существует другой способ упростить определение частот. Возможность его использования зависит от величины коэффициента распределения масс автомобиля ϵ_y , характеризующего зависимость между массой, координатами центра тяжести и моментом инерции корпуса:

$$\epsilon_y = \frac{I_y}{M a_1 a_2}. \quad (5.22)$$

Если коэффициент распределения ϵ_y находится в пределах 0,8—1,2, что, как следует из табл. 5.3, справедливо для груженых автомобилей и многих ненагруженных, то реальная схема колеблющегося корпуса двухосного автомобиля может быть заменена эквивалентной схемой, состоящей из двух масс M_1 и M_2 , расположенных по краям базы (т. е. над осями колес) и совершающих только вертикальные колебания (рис. 5.9).

Таблица 5.3

Распределение поддрессорных масс и парциальные частоты вертикальных колебаний автомобилей

Модель автомобиля	Распределение масс (кг · сек ² /м) с грузом		Отношение $I_y : M$		Коэффициент распределения ϵ_y		Частота колебаний, рад/сек	
	M_1	M_2	без груза	с грузом	без груза	с грузом	k_{z1}	k_{z2}
ГАЗ-66	225	270	2,13	—	0,92	0,96	12,1	11,5
ЗИЛ-157	204	376	2,6	3,6	0,73	0,93	14,3	15,0
ЗИЛ-131	255	535	2,65	2,6	0,75	0,93	12,6	12,6
Урал-375	260	715	3,65	3,7	0,85	1,08	11,3	10,5
МАЗ-502	—	—	3,84	—	0,76	0,81	—	—

Разумеется, физически это не означает, что части корпуса колеблются независимо одна от другой. Это значит лишь, что у соответствующих точек корпуса вертикальные перемещения и их производные (скорости и ускорения) в результате совместного воздействия вертикальных и угловых колебаний будут такими же, как у самостоятельных масс, сосредоточенных в этих точках.

В этом случае собственные частоты колебаний масс M_1 и M_2 равны парциальным частотам:

$$\left. \begin{aligned} k_{z1} &= \sqrt{\frac{2c_1}{M_1}} = \sqrt{\frac{g}{h_{c1}}} \\ k_{z2} &= \sqrt{\frac{2c_2}{M_2}} = \sqrt{\frac{g}{h_{c2}}} \end{aligned} \right\} \quad (5.23)$$

Эти формулы аналогичны формуле (5.20). Приведенные массы находятся из уравнений равновесия корпуса:

$$\left. \begin{aligned} M_1 &= M \frac{a_2}{L} \\ M_2 &= M \frac{a_1}{L} \end{aligned} \right\} \quad (5.24)$$

Приведенные в табл. 5.3 значения парциальных частот свидетельствуют, что для разных марок автомобилей диапазон частот ограничен довольно узкими пределами — 10—15 рад/сек; для одного и того же автомобиля различия в частотах для передней и задней осей невелики.

Влияние упругости шин. Выше при определении частот собственных колебаний мы пренебрегали упругостью шин. Такое допущение достаточно справедливо при условии, что жесткость шин превышает жесткость подвески в 8—10 раз. Из табл. 5.2 следует, что у грузовых автомобилей шины имеют жесткость, лишь в два-четыре раза большую, чем у подвески. Пренебрежение их упругими свойствами может дать значительную погрешность.

Для выяснения влияния упругости шин рассмотрим схему, состоящую из двух масс — M и m ; между этими массами имеется жесткость c (подвески), между массой m и дорогой — жесткость $c_{ш}$ (шины) — рис. 5.10, а.

Исследования собственных колебаний этой системы показывают, что обе массы совершают сложное колебательное движение, характеризующее двумя частотами: низкой и высокой. При этом для массы M на амплитуды низкочастотных колебаний накладываются высокочастотные составляющие, для массы m — наоборот (рис. 5.10, б).

Парциальные частоты соответствующих колебаний определяются из выражений:

$$\left. \begin{aligned} k_H &= \sqrt{\frac{c}{M}} \\ k_B &= \sqrt{\frac{c + c_{ш}}{m}} \end{aligned} \right\} \quad (5.25)$$

При $c_{ш} = 4c$ и $m = 0,2M$ получим $k_B = 5k_H$. Действительные частоты несколько отличаются от парциальных, однако этим различием можно пренебречь.

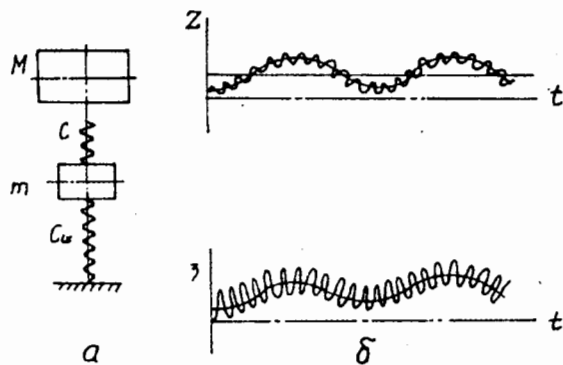


Рис. 5.10
Приведенная схема с учетом упругости шин (а)
и характером колебаний неподрессоренной
и поддрессоренной масс (б)

Для упрощения исследований высокочастотные колебания часто не учитывают вовсе, а при определении низкой частоты в формулы (5.19) или (5.23) подставляют взамен действительной жесткости подвески приведенную жесткость $c_{п}$, учитывающую упругость шин:

$$c_{п} = \frac{c \cdot c_{ш}}{c + c_{ш}} \quad (5.26)$$

При принятом нами $c_{ш} = 4c$ получим $c_{п} = 0,8c$, т. е. на 20% ниже; частота при этом будет на 10% меньше, чем при подстановке вместо $c_{п}$ жесткости c .

5.4. ГАШЕНИЕ КОЛЕБАНИЙ КОРПУСА

При определенных условиях движения автомобиля амплитуды колебаний его корпуса могут значительно возрасти. Следствием этого может быть увеличение ускорений корпуса и даже пробивание подвески.

Чтобы уменьшить энергию колебательного движения, современные автомобили оборудуются специальными устройствами, рассеивающими эту энергию и тем обеспечивающими быстрое затухание колебаний или уменьшение амплитуд при периодических импульсах. Эти устройства называются амортизаторами.

Применяемые ныне гидравлические амортизаторы расходуют энергию на перетекание вязкой жидкости из одного объема в другой при значительном сопротивлении (через малые зазоры или калиброванные отверстия); работа трения в конечном счете преобразуется в тепло, и энергия рассеивается.

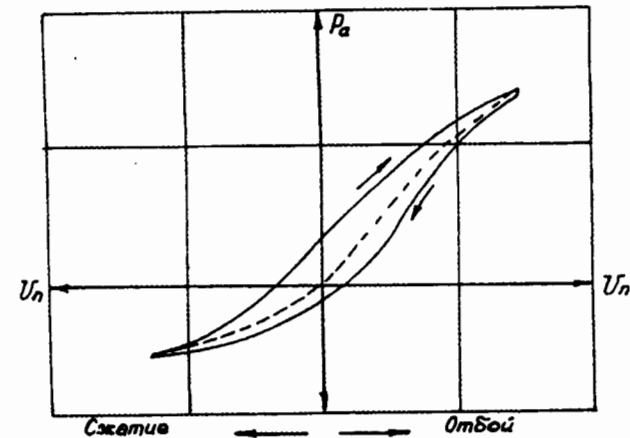


Рис. 5.11
Характеристика амортизатора двухстороннего действия

Работа амортизатора при перемещении колеса вверх по отношению к корпусу (ход сжатия) и при ходе вниз (ход отбоя) имеет определенные различия.

При ходе сжатия сопротивления амортизатора и упругого элемента подвески складываются, происходит как бы увеличение жесткости подвески. Если сопротивление амортизатора велико, то при кратковременных импульсах сравнительно небольшой силы (движение с большой скоростью на дороге с мелкими неровностями) рессора не будет успевать деформироваться. Импульсы будут передаваться корпусу, вследствие чего возникнет явление тряски — неупорядоченные колебания сравнительно высокой частоты.

При ходе отбоя усилия от рессоры и амортизатора направлены противоположно. Сопротивление амортизатора во всяком случае должно быть меньше усилия от рессоры. В противном случае колесо перестанет возвращаться в первоначальное положение или, как говорят, за виснет. Нормальная работа подвески нарушится.

В применяемых в настоящее время амортизаторах двухстороннего действия* сопротивление при ходе сжатия делается значительно меньшим, чем при отбое, чтобы избежать тряски. Характеристика такого амортизатора, выражающая зависимость между усилием P_a , приложенным к поршню, и скоростью V_n перемещения поршня, приведена на рис. 5.11. Как видно из рисунка, характеристика имеет типичную гистерезисную петлю; пунктирная кривая соответствует средним значениям усилий.

Характеристика амортизатора нелинейная; зависимость между ее параметрами (по средним величинам) определяется выражением

* Амортизаторы одностороннего действия, оказывающие сопротивление только при ходе отбоя, сейчас не применяются из-за малой эффективности гашения колебаний.

$$P_a = k_a V_{\Pi}^i \quad (5.27)$$

Коэффициенты сопротивления k_a различны при прямом и обратном ходе; в табл. 5.4 приводятся значения этих коэффициентов. Как видно из таблицы, при обратном ходе коэффициент может возрастать от трех до семи раз.

Таблица 5.4

Коэффициенты сопротивления амортизаторов автомобилей

Модель автомобиля	Коэффициент сопротивления, кг·сек ² /см	
	при прямом ходе (сжатии)	при обратном ходе (отбое)
ЗИЛ-157	2,0	7,9
ЗИЛ-131	2,0	11,6
Урал-375	1,1	7,8
МАЗ-502	1,2	7,0

При расчетах берут некоторое среднее значение коэффициента сопротивления k_a . Что касается показателя степени i , то у современных амортизаторов он изменяется в пределах от 1 до 2. Расчетное значение показателя обычно принимается равным 1.

Для учета воздействия амортизатора на колебания корпуса автомобиля необходимо привести его к расчетной схеме. Приведение осуществляется так же, как и для подвески, т. е. устанавливается связь между скоростями поршня и оси колеса (относительно корпуса), с одной стороны, и между усилиями, действующими на поршень и на ось, — с другой. Приведенная характеристика при $i=1$ будет выражаться формулой

$$P_{\Pi} = k_{\Pi} \dot{z}, \quad (5.28)$$

где k_{Π} — приведенный коэффициент сопротивления амортизатора;
 \dot{z} — скорость вертикального перемещения корпуса.

Выше, на рис. 5.4,а, было показано действительное расположение амортизатора, на рис. 5.4,е — его положение в приведенной схеме.

Гасящее действие на колебание, кроме сопротивления амортизаторов, оказывает трение в деталях подвески, особенно значительное при листовых рессорах. Сопротивление трения можно считать не зависящим от скорости взаимного перемещения деталей. Влияние трения существенно отличается от влияния амортизаторов; прежде всего, коэффициент сопротивления здесь примерно одинаков при сжатии и отбое, что увеличивает жесткость подвески и вызывает тряску, кроме того, амплитуды в этом случае убывают равномерно за каждое колебание (по арифметическому закону), тогда как при наличии амортизаторов амплитуды уменьшаются прогрессивно (по геометрическому закону). Поэтому трение в подвеске — отрицательное явление; его стараются уменьшать, применяя смазку деталей. При листовых рессорах удовлетворительная плавность хода (отсутствие тряски) может быть обеспечена, если максимальное сопротивление трения не превышает 5% статической нагрузки на колесо.

Декремент и коэффициенты затухания. Эффективность затухания колебаний может быть охарактеризована так называемым декрементом затухания. Декремент D показывает, во сколько раз уменьшается амплитуда A собственных колебаний за один период.

$$D = \frac{A_1}{A_2} \quad (5.29)$$

В свою очередь декремент затухания зависит от частоты собственных колебаний и от коэффициента затухания p . Эта зависимость определяется приближенно:

$$\left. \begin{aligned} \ln D_z &= \frac{2 \pi p_z}{k_z} \\ \ln D_{\phi} &= \frac{2 \pi p_{\phi}}{k_{\phi}} \end{aligned} \right\} \quad (5.30)$$

Коэффициенты затухания вертикальных p_z и угловых p_{ϕ} колебаний определяются по формулам:

$$\left. \begin{aligned} p_z &= \frac{\sum_{i=1}^{i=m} k_{\Pi i}}{M} \\ p_{\phi} &= \frac{\sum_{i=1}^{i=m} k_{\Pi i} a_i^2}{I_y} \end{aligned} \right\} \quad (5.31)$$

где m — число амортизаторов одного борта.

Таким образом, эффективность гашения колебаний при данной массе (моменте инерции) зависит от сопротивления амортизаторов, их числа и расположения (для угловых колебаний). Более жесткая подвеска обеспечивает ускоренное затухание колебаний.

Значения коэффициентов затухания для современных автомобилей составляют: $p_z=1,15 \text{ рад/сек}$; $p_{\phi}=1,15 \div 2 \text{ рад/сек}$.

Чтобы учесть совместное влияние коэффициента затухания и жесткости подвески (частоты собственных колебаний), пользуются коэффициентами аperiodичности ψ :

$$\left. \begin{aligned} \psi_z &= \frac{p_z}{k_z} \\ \psi_{\phi} &= \frac{p_{\phi}}{k_{\phi}} \end{aligned} \right\} \quad (5.32)$$

При $\psi = 1$ колебания будут аperiodическими, т. е. затухнут в течение одного периода. Практически значения этого коэффициента не превышают 0,2—0,3.

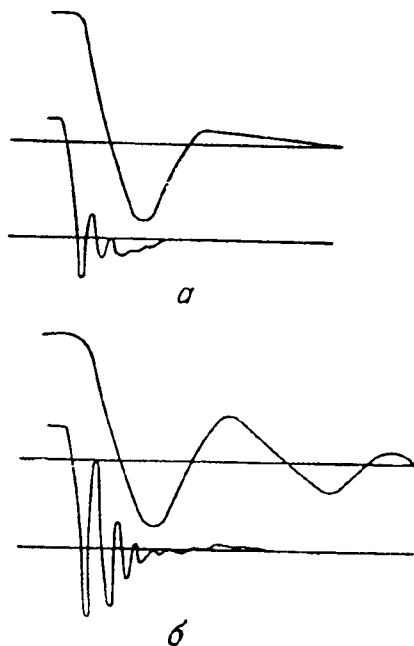


Рис. 5.12

Запись колебаний корпуса с включенными (а) и отключенными (б) амортизаторами

На рис. 5.12 представлены опытные записи собственных колебаний автомобиля УАЗ-452 с включенными (а) и выключенными (б) амортизаторами. Верхние кривые показывают колебания корпуса, нижние — колебания колес, характеризующиеся значительно более высокой частотой.

Как видно из рисунка, при включенных амортизаторах низкочастотные колебания затухают весьма быстро, приближаясь к аperiodическим. Значительно уменьшается также продолжительность высокочастотных колебаний колес и их амплитуд.

Уже указывалось, что пределом увеличения сопротивления амортизаторов является возможность зависания колеса. Определим приближенно, каким может быть предельное значение коэффициента затухания угловых колебаний.

Для этого примем, что максимальное сопротивление амортизатора не должно превышать статическую нагрузку на колесо:

$$P_{\max} \leq G_{k.c.} \quad (a)$$

Но

$$P_{\max} = k_{\Pi} \dot{z}_n \max,$$

$$G_{k.c.} = c h_c.$$

Здесь $\dot{z}_n \max$ — максимальная скорость вертикального перемещения крайнего (n-го) колеса, наиболее удаленного от центра тяжести; она равна

$$\dot{z}_n \max = \dot{\varphi}_{\max} a_n = \varphi_{\max} k_{\varphi} a_n.$$

Максимальную угловую амплитуду φ_{\max} можно выразить через рабочий ход колеса

$$\varphi_{\max} = \frac{h_{pn}}{a_n}.$$

Подставляя в выражение (а) значения всех величин, получим

$$k_{\Pi} h_{pn} k_{\varphi} \leq c h_c. \quad (б)$$

Примем сопротивление всех амортизаторов одинаковым, тогда из формулы (5.31)

$$k_{\Pi} = \frac{P_{\varphi} I_y}{\sum_{i=1}^n a_i^2}.$$

При одинаковой жесткости всех подвесок, с учетом формул (5.19), будем иметь

$$c = \frac{k_{\varphi}^2 I_y}{2 \sum_{i=1}^n a_i^2}.$$

Тогда из формулы (б) найдем предельное значение $P_{\varphi} = P_{\varphi \max}$:

$$P_{\varphi \max} = k_{\varphi} \frac{\sum_{i=1}^n a_i^2}{\sum_{i=1}^n a_i^2} \cdot \frac{h_{cn}}{h_{pn}}. \quad (5.33)$$

В пределе, когда статистический и рабочий хода колеса равны, а амортизаторы установлены на все колеса,

$$P_{\varphi \max} = \frac{k_{\varphi}}{2}. \quad (5.34)$$

Соответственно предельное значение коэффициента аperiodичности при принятых допущениях будет

$$\psi_{\varphi \max} = 0,5.$$

Фактические значения этого коэффициента в 1,5—2,5 раза меньше (0,2—0,3).

5.5. ВЫНУЖДЕННЫЕ КОЛЕБАНИЯ КОРПУСА АТС

В реальных условиях движения корпус АТС совершает вынужденные колебания, возникающие вследствие наезда колес на неровности дороги.

Параметры вынужденных колебаний зависят от сочетания конструктивных факторов и дорожных условий. Из числа последних основную роль играют число и форма (длина, высота, профиль) неровностей, расстояние между ними и скорость движения автомоби-

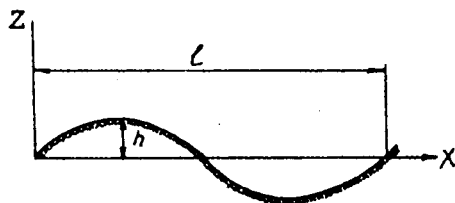


Рис. 5.13
Параметры волны неровностей

ля; от скорости на данной дороге будет зависеть периодичность наездов колес на неровности, т. е. частота импульсов, воздействующих на колеса. Высота и в известной мере профиль неровности определяют величину импульсов и, как следствие, амплитуду колебаний.

Каждая неровность передает автомобилю не один, а серию импульсов, воздействующих последовательно на каждое колесо. В зависимости от расстановки колес в одних и тех же дорожных условиях эти импульсы могут для одного автомобиля усиливать колебательный процесс, для другого — ослаблять его.

Что касается дорожных условий, то наиболее сложным для исследования является определение формы и расстановки неровностей, носящих случайный характер. Применение статических методов требует накопления весьма большого опытного материала и проведения широких испытаний в разнообразных условиях. Поэтому за основу обычно берут некоторые усредненные данные.

Опыт показывает, что на местности (вне дорог) могут встречаться неровности высотой до 400 мм; наиболее распространенная высота 100—120 мм; какая-либо правильность в их чередовании отсутствует.

На наезженных грунтовых дорогах неровности имеют высоту от 20 до 200 мм и длину от 0,5 до 13 мм; наиболее распространены неровности высотой около 50 мм и длиной около 4 м. При массовом движении автотранспорта профиль неровностей делается плавным и может быть приближенно принят за синусоидальный; в известной мере сглаживается различие между неровностями по длине.

В первом приближении для теоретического исследования вынужденных колебаний и для проведения сравнительных испытаний принимают следующие допущения:

— неровности дороги представляют собой плавную волну синусоидального профиля с максимальной высотой (амплитудой) h и длиной l (рис. 5.13);

— принимаются стандартные высоты h с интервалами 50 мм (50; 100; 150; 200 мм);

— длина волны l может выбираться в зависимости от скорости движения автомобиля V . Частота колебаний, вызываемых импульсами от неровностей, равна

$$\varphi_i = \frac{2 \pi V}{l} \quad (5.35)$$

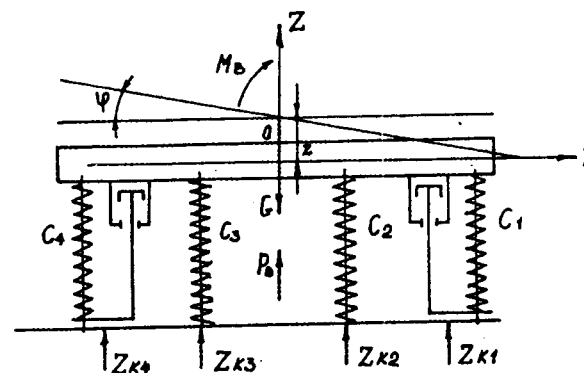


Рис. 5.14
Схема сил, действующих на подвеску

Индекс i заменяется соответственно на z для вертикальных и на φ для угловых колебаний.

В частном случае, когда частоты вынужденных колебаний совпадают, т. е. $\varphi_i = k_i$, длина волны для данной скорости или скорость для данной длины волны будет резонансной:

$$l_p = \frac{2 \pi v}{k_i},$$

$$v_p = \frac{k_i}{2 \pi} l.$$

Уравнения вынужденных колебаний. Рассмотрим схему сил, действующих на подвеску (рис. 5.14). Пусть корпус из статического положения, показанного на схеме и принятого за начальное, в ходе колебаний переместится так, что его центр тяжести поднимется на высоту z , а продольная ось отклонится от горизонтали на угол φ . Сила тяжести G (вес поддресоренной массы M) уравновешивается суммой реакций Z_{ki} , действующих со стороны колес на подвески и амортизаторы. Кроме того, к корпусу приложены внешние импульсы, проводимые к суммарной возмущающей силе P_v и паре с возмущающим моментом M_v . Величины этой силы и момента непостоянны и являются функцией профиля неровности, скорости автомобиля и расстановки колес. При синусоидальном профиле и постоянной скорости автомобиля эта функция будет гармонической.

Пользуясь принципом Даламбера, составим уравнения равновесия — уравнение проекций на вертикальную ось и уравнение моментов:

$$-G + M \ddot{z} + 2 \sum_{i=1}^{i=1} Z_{ki} = P_v, \quad (a)$$

$$I_y \ddot{\varphi} + 2 \sum_{i=1}^{i=n} Z_{ki} a_i = M_B. \quad (6)$$

Произведем преобразования, учитывая, что при линейной характеристике подвески жесткость постоянна; тогда

$$\begin{aligned} Z_{ki} &= c_i h_i + P_{ni}, \\ h_i &= h_{cti} + z + \varphi a_i, \end{aligned}$$

где h_i, h_{cti} — текущее и статическое значение хода колеса;

P_{ni} — сопротивление амортизатора;

z — текущая координата центра тяжести корпуса;

φ — угол поворота корпуса.

Сопротивление амортизатора, как следует из формулы (5.28), может быть выражено через коэффициент сопротивления k_{ni} и скорость вертикального перемещения данной точки корпуса, равную

$$V = \dot{z} + \dot{\varphi} a_i.$$

Поддрессорный вес автомобиля равен

$$G = 2 \sum_{i=1}^{i=n} c_i h_{cti}.$$

После подстановки всех величин в уравнения (а) и (б) получим два дифференциальных уравнения вынужденных колебаний корпуса автомобиля:

$$\left. \begin{aligned} M \ddot{z} + 2 \dot{z} \sum_{i=1}^{i=m} k_{ni} + 2 z \sum_{i=1}^{i=n} c_i + 2 \dot{\varphi} \sum_{i=1}^{i=m} k_{ni} a_i + 2 \varphi \sum_{i=1}^{i=n} c_i a_i &= P_B, \\ I_y \ddot{\varphi} + 2 \dot{\varphi} \sum_{i=1}^{i=m} k_{ni} a_i^2 + 2 \varphi \sum_{i=1}^{i=n} c_i a_i^2 + 2 \dot{z} \sum_{i=1}^{i=m} k_{ni} a_i + 2 z \sum_{i=1}^{i=n} c_i a_i &= M_B. \end{aligned} \right\} \quad (5.36)$$

Во второе уравнение не включен член, учитывающий статический дифферент корпуса ($2 \sum c_i a_i h_{cti}$), ввиду того что величина его мала.

Оба уравнения (5.36) содержат координаты как линейных, так и угловых перемещений и их производные. Это означает, что вертикальные и угловые колебания связаны между собой.

Решение дифференциальных уравнений следует рассматривать отдельно для многоосных и двухосных автомобилей.

Многоосные автомобили. В уравнении (5.36) члены, содержащие координаты a_i , подставляются со своими знаками (при принятом на рис. 5.14 направлении осей координат со знаком «плюс» для передних колес, со знаком «минус» — для задних). Поэтому суммы этих членов могут иметь небольшую абсолютную величину; для большинства грузовых автомобилей высокой проходимости они без значительной

погрешности могут быть приняты равными нулю. Тогда уравнения (5.36) становятся независимыми; первое из них описывает вертикальные, второе — продольные угловые колебания.

С учетом выражений (5.19) и (5.31) эти уравнения можно записать в виде

$$\left. \begin{aligned} \ddot{z} + 2 p_z \dot{z} + k_z^2 z &= \frac{P_B}{M}, \\ \ddot{\varphi} + 2 p_\varphi \dot{\varphi} + k_\varphi^2 \varphi &= \frac{M_B}{I_y}. \end{aligned} \right\} \quad (5.37)$$

В качестве примера найдем решение дифференциального уравнения продольных угловых колебаний. Если возмущающий момент представляет собой гармоническую функцию, то частное решение этого уравнения найдется в виде

$$\varphi = M \cos qt + N \sin qt. \quad (5.38)$$

Поскольку свободные колебания, возбужденные после проезда первой неровности, быстро затухают, угловые перемещения, определяемые по этому выражению, достаточно близки к действительным. Исследуя выражение (5.38) на максимум, найдем угловую амплитуду

$$\varphi_{\max} = \sqrt{M^2 + N^2}. \quad (5.39)$$

В формулах (5.38) и (5.39) постоянные величины равны

$$\begin{aligned} M &= \frac{B (k_\varphi^2 - q^2) - 2 p q D}{(k_\varphi^2 - q^2)^2 + 4 p^2 q^2}, \\ N &= \frac{D (k_\varphi^2 - q^2) + 2 p q B}{(k_\varphi^2 - q^2)^2 + 4 p^2 q^2}, \\ q &= \frac{2 \pi v}{l}. \end{aligned} \quad (5.40)$$

Частота вынужденных колебаний q , как было показано в формуле (5.35), зависит от скорости автомобиля и длины волны неровностей.

Коэффициенты B и D определяются по формулам:

$$\left. \begin{aligned} B &= \frac{2h \sum_{i=1}^{i=n} c_i a_i \sin \frac{2 \pi a_i}{l}}{I_y}, \\ D &= \frac{2hq \sum_{i=1}^{i=m} - \left(k_{ni} a_i \sin \frac{2 \pi a_i}{l} \right)}{I_y}. \end{aligned} \right\} \quad (5.41)$$

Здесь h — высота неровности, которая принимается с учетом сглаживающей способности шин.

Выражения, находящиеся под знаком суммы, характеризуют условия передачи импульсов при проезде неровностей отдельными колесами.

Как следует из формул (5.40) и (5.41), на амплитуды колебаний оказывает влияние высота неровностей (прямая зависимость) и особенно соотношение между собственной и вынужденной частотами.

Наибольшие амплитуды получаются при резонансе, когда частоты собственных и вынужденных колебаний равны, т. е. $q = k_\phi$. Тогда

$$\left. \begin{aligned} M_p &= -\frac{D}{2 p k_\phi}, \\ N_p &= \frac{B}{2 p k_\phi}. \end{aligned} \right\} \quad (5.42)$$

Поскольку в этом случае длина волны будет резонансной ($l=l_p$), в числителе выражений (5.41) следует подставлять $\frac{k_\phi a_i}{v}$ вместо $\sin \frac{2 \pi a_i}{l}$ (см. формулу 5.35).

Исследование уравнения вертикальных колебаний приводит к аналогичным результатам; изменяется лишь значение коэффициентов, и в расчетные формулы вместо частоты собственных угловых колебаний k_ϕ входит частота собственных вертикальных колебаний k_z . Поскольку $k_z \neq k_\phi$, одновременно резонанс вертикальных и угловых колебаний возникнуть не может.

Двухосные автомобили. Выразим вертикальные координаты крайних точек базы z_1 и z_2 через координату центра тяжести z и угловое перемещение ϕ ; получим

$$\left. \begin{aligned} z_1 &= z + a_1 \phi, \\ z_2 &= z - a_2 \phi. \end{aligned} \right\} \quad (5.43)$$

Решая эти уравнения относительно z и ϕ и выражая ϕ через z_1 и z_2 в формулах (5.36), представим дифференциальные уравнения вынужденных колебаний корпуса в виде

$$\left. \begin{aligned} M_1 \ddot{z}_1 + M_2 \ddot{z}_2 + 2 (k_{п1} \dot{z}_1 + k_{п2} \dot{z}_2) + 2 (c_1 z_1 + c_2 z_2) &= P_B, \\ \frac{M_1 a_1^2 + M_2 a_2^2}{L} (\ddot{z}_1 - \ddot{z}_2) - 2 (k_{п1} a_1 \dot{z}_1 - k_{п2} a_2 \dot{z}_2) - \\ - 2 (c_1 a_1 z_1 - c_2 a_2 z_2) &= M_B. \end{aligned} \right\} \quad (5.44)$$

Приведенные массы M_1 и M_2 определяются по формулам (5.24); через них выражен также момент инерции корпуса.

Уравнения (5.44) показывают, что параметры колебательного движения обеих крайних точек корпуса связаны между собой.

Независимыми эти параметры будут при соблюдении условия (5.22), т. е. при коэффициенте распределения масс, равном единице. В этом случае дифференциальные уравнения вынужденных колебаний станут аналогичными первому из уравнений (5.37):

$$\left. \begin{aligned} \ddot{z}_1 + 2 p_{z1} \dot{z}_1 + k_{z1}^2 z_1 &= \frac{P_B}{M_1}, \\ \ddot{z}_2 + 2 p_z \dot{z}_2 + k_{z2}^2 z_2 &= \frac{P_{B2}}{M_2}, \end{aligned} \right\} \quad (5.45)$$

где k_{z1} , k_{z2} — парциальные частоты вертикальных колебаний масс M_1 и M_2 ;

P_{B1} , P_{B2} — возмущающие силы, действующие на соответствующие колеса.

При гармоническом характере возмущающих сил частное решение уравнений (5.45), определяющее вертикальные перемещения масс в ходе вынужденных колебаний, имеет вид

$$z_i = M_{zi} \cos qt + N_{zi} \sin qt, \quad (5.46)$$

где $i = 1$ или $i = 2$.

Значения коэффициентов M , N , а также текущих и резонансных амплитуд определяются так же, как и при угловых колебаниях.

Из сказанного следует, что при каждой данной частоте вынужденных колебаний q (длине волны l и скорости V) возможны два резонансных режима: при $q = k_{z1}$ и при $q = k_{z2}$, т. е. по передней и задней подвеске. Совпадение обоих резонансов, т. е. точное равенство парциальных частот, нежелательно; однако при большом различии в частотах возникнет значительный разрыв между резонансными скоростями движения и одна из них может оказаться в интервале часто используемых скоростей. Поэтому целесообразно сближать частоты.

Как указывалось, допущение о независимости колебаний на передней и задней подвесках может быть принято при значении коэффициента распределения масс 0,8—1,2. При этом фактические частоты k_{z1} и k_{z2} будут несколько отличаться от парциальных, что скажется и на фактических резонансных скоростях.

Трехосные автомобили. Для общетранспортных и многоцелевых трехосных автомобилей с балансирной подвеской справедливы допущения и выводы, сделанные для двухосных автомобилей. Однако многие специальные трехосные автомобили, имеющие больший по отношению к подрессоренной массе момент инерции, по характеру колебаний приближаются к многоосным автомобилям, даже если они выполнены на базе серийного шасси.

Необходимо еще раз напомнить, что все сделанные здесь выводы справедливы лишь для принятых допущений, в частности, об отсутствии пробоев и отрыва колес от поверхности дороги. При несоблюдении этих условий характер колебательного движения корпуса резко изменяется и его параметры могут быть определены только экспериментально или с применением счетно-решающих машин для решения