

Лекция № 11.

УПРАВЛЯЕМОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

1. Оценочные показатели управляемости
2. Условия осуществления поворота
3. Боковой увод колеса
4. Кинематика поворота автомобиля
5. Поворачиваемость автомобиля

Управляемостью называют совокупность свойств автомобиля, характеризующих его способность подчиняться управляющему воздействию водителя, направленному на сохранение или изменение направления движения.

В реальных дорожных условиях постоянно возникает необходимость корректировать или изменять направление движения автомобиля.

Это достигается воздействием водителя на управляемые колеса через рулевое управление. Основная производственная функция водителя — управление автомобилем. Для ее успешного осуществления автомобиль должен обладать следующими свойствами:

- адекватно реагировать на управляющие воздействия водителя;
- обеспечивать устойчивое прямолинейное движение и движение на повороте;
- сохранять нейтральное положение управляемых колес (занимаемое ими при прямолинейном движении) и автоматически возвращаться в него после совершения поворота;
- исключать колебания управляемых колес.

Эти свойства определяют надежность и эффективность управления автомобилем и его устойчивое движение.

Свойства управляемости и устойчивости тесно взаимосвязаны и имеют много общих черт. Они зависят от одних и тех же механизмов автомобиля — рулевого управления, подвески, шин, распределения масс между мостами и др. Различие состоит лишь в способах оценки критических параметров движения автомобиля. Параметры, характеризующие свойства устойчивости, определяются без учета управляющих воздействий, а параметры, характеризующие свойства управляемости, — с их учетом.

1. Оценочные показатели управляемости

Управляемость автомобиля изучают на двух характерных режимах движения:

с малой скоростью по криволинейной траектории малого радиуса;
с большой скоростью при небольшой кривизне траектории.

Первый режим характеризуется малыми ускорениями и незначительным влиянием сил инерции на процессы взаимодействия автомобиля с дорогой. В этой связи упругие свойства шины практически не оказывают влияния на характер движения и боковая деформация шин не учитывается. При большой скорости автомобиля даже сравнительно небольшая кривизна траектории может привести к возникновению значительной центробежной силы инерции. Под воздействием поперечной составляющей этой силы шины получают боковую деформацию, что может оказать существенное влияние на характер движения автомобиля, его управляемость и устойчивость.

Для оценки управляемости используется множество показателей, среди которых выделим и рассмотрим следующие:

- коэффициент статической поворачиваемости $\eta_{\text{ов}}$;
- критическая скорость по условиям увода колес $v_{\text{кр } \delta}$;
- предельная скорость входа в заданный поворот;
- легкость рулевого управления.

Два последних показателя определяются экспериментально.

Предельная скорость входа в поворот характеризует траекторную управляемость автомобиля. Для грузовых автомобилей при радиусе поворота 30 м скорость входа в поворот должна быть не менее 45 км/ч, при радиусе поворота 60 м — не менее 70 км/ч. При превышении предельной скорости на 5 % не должно наблюдаться отрыва всех колес одной стороны автомобиля от дороги или заноса автомобиля.

Легкость рулевого управления оценивается по усилию F_p на рулевом колесе. Значение F_p при $a_y = 4 \text{ м/с}^2$ и скоростях движения 40 и 60 км/ч должно быть в пределах 60... 120 Н. Нижний предел обусловлен необходимостью ощущения взаимосвязи между поворотом управляемых колес и усилием на рулевом колесе, верхний — условиями утомляемости водителя. Значение F_p также определяется при переходе от прямолинейного движения к движению по кривой радиусом 12 м, описываемой наружным управляемым колесом. Максимальное усилие регламентировано стандартом [12] и не должно превышать:

- для рулевого управления без усилителя на пути не более 17 м - 250 Н;
- рулевого управления с усилителем на пути не более 11 м — 120 Н;

- рулевого управления с выключенным усилителем на пути не более 17 м — 500 Н.

2. Условия осуществления поворота

Рассмотрим процесс поворота заднеприводного и переднеприводного двухосных автомобилей с передними управляемыми колесами. Примем следующие допущения: поворот совершается с малой постоянной скоростью на горизонтальной площадке с твердым покрытием; центробежная сила инерции невелика и ею можно пренебречь; колеса в боковом направлении абсолютно жесткие; боковое скольжение колес отсутствует. При этих допущениях автомобиль можно рассматривать как твердое тело, совершающее плоское движение. Внешние воздействия на автомобиль — продольные R_{xij} и поперечные R_{yij} реакции дороги на колеса.

Определим условия осуществления поворота **заднеприводного автомобиля** (рис. 1, а). При принятых допущениях взаимодействие ведущих колес с дорогой определяется только продольными реакциями R_{x2B} и R_{x2H} , воздействующими на внутреннее и наружное задние колеса.

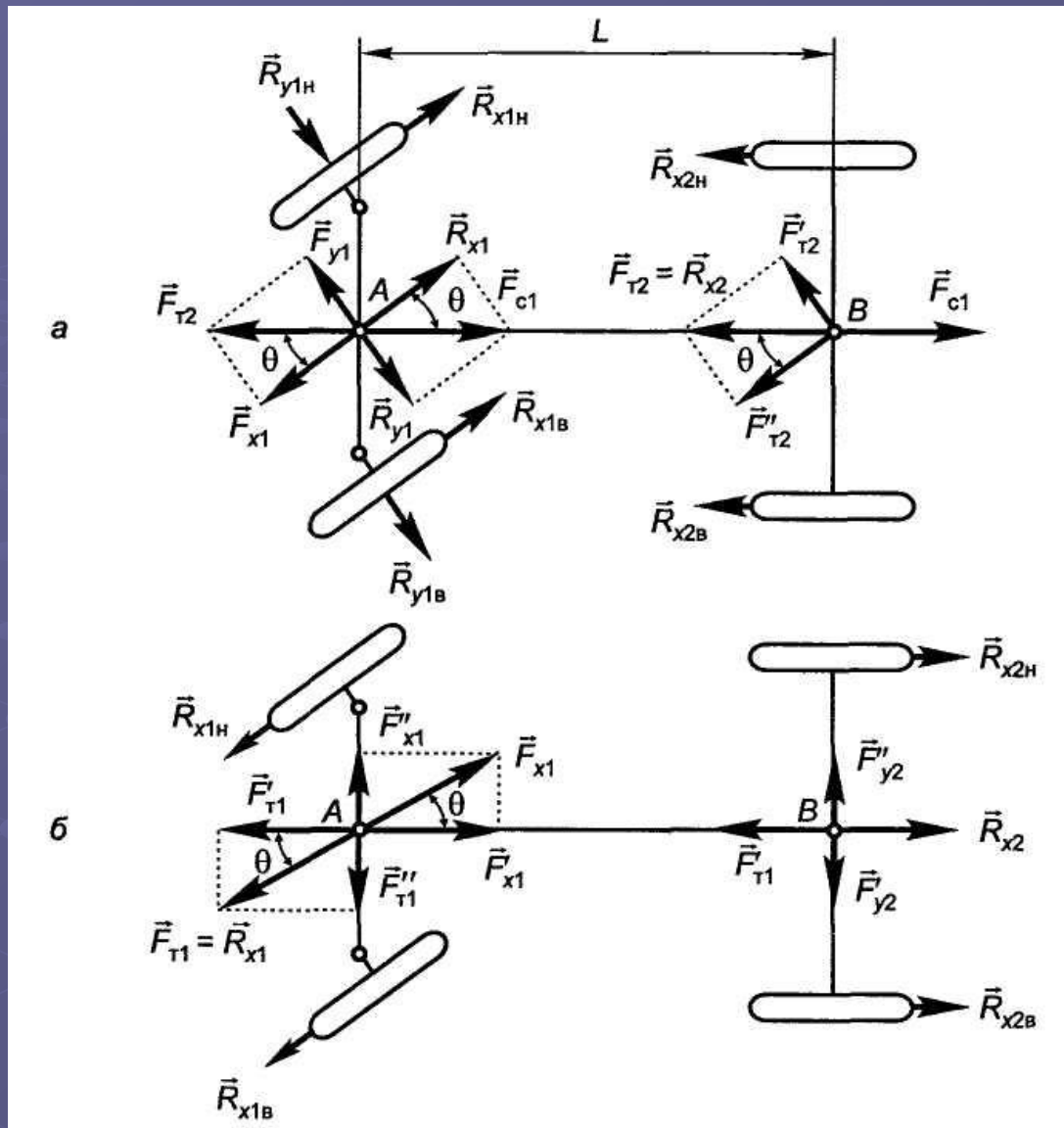


Рис. 1. Внешние воздействия на автомобиль при повороте с малой скоростью: а — заднеприводные автомобили; б — переднеприводные

Боковые реакции $\overset{\Delta}{R}_{y2B}$ и $\overset{\Delta}{R}_{2Hi}$ равны нулю. Межколесные дифференциалы характеризуются малым внутренним трением, поэтому распределяют подводимый к ним момент примерно поровну между левым и правым колесами. Тогда можно считать $\overset{\Delta}{R}_{X2B} = \overset{\Delta}{R}_{X2H}$. Сила тяги ведущих колес $\overset{\Delta}{F}_{T2}$ равна равнодействующей этих реакций $\overset{\Delta}{R}_{X2}$ и приложена к оси заднего моста в ее средней точке B . Сила $\overset{\Delta}{F}_{T2}$ обеспечивает преодоление сопротивления движению переднего моста автомобиля.

Перенесем силу $\overset{\Delta}{F}_{T2}$ в точку A середины оси переднего управляемого моста и разложим на две составляющие: силу $\overset{\Delta}{F}_{x1}$, направленную под углом θ к продольной оси автомобиля, и силу $\overset{\Delta}{F}_{y1}$, перпендикулярную силе $\overset{\Delta}{F}_{x1}$. Угол θ примерно равен полусумме углов поворота наружного θ_H и внутреннего θ_B управляемых колес. Сила $\overset{\Delta}{F}_{x1}$ уравновешивается равнодействующей продольных реакций дороги на управляемые колеса $\overset{\Delta}{R}_{x1}$, а сила $\overset{\Delta}{F}_{y1}$ — равнодействующей поперечных реакций $\overset{\Delta}{R}_{y1}$. Следовательно, $\overset{\Delta}{F}_{x1}$ — это толкающая сила ведомых управляемых колес, а $\overset{\Delta}{F}_{y1}$ — боковая сила.

Разложим теперь силу $\overset{\Delta}{F}_{T2}$, приложенную в точке B , на две составляющие: силу $\overset{\Delta}{F}_{T2}$, параллельную силе $\overset{\Delta}{R}_{y1}$, и силу $\overset{\Delta}{F}_{T2}$, параллельную силе $\overset{\Delta}{R}_{x1}$. Очевидно, что силы $\overset{\Delta}{R}_{y1}, \overset{\Delta}{F}_{T2}$, и $\overset{\Delta}{R}_{x1}, \overset{\Delta}{F}_{T2}$,

попарно равны друг другу по модулю и противоположно направлены. Следовательно, это пары сил. Пара сил R_{y1}, F_{T2} , создает момент $M_{\Pi} = R_{y1} L \cos$, стремящийся повернуть автомобиль в направлении, в котором повернуты управляемые колеса. Этот момент называют *поворачивающим моментом*. Он обусловлен поперечной реакцией дороги на управляемые колеса R_{y1} . Момент пары сил R_{x1}, F_{T2} , направлен противоположно поворачивающему моменту. Его называют *моментом сопротивления повороту*. При равномерном движении эти моменты взаимно уравниваются.

Для того чтобы ведомые управляемые колеса переднего моста катились в направлениях своих продольных плоскостей вращения, необходимо выполнение двух условий:

- 1) создание достаточного толкающего усилия $F_{x1'}$ способного преодолеть сопротивление качению колес;
- 2) отсутствие скольжения колес.

Эти условия выражаются неравенствами

$$F_{x1} \geq \frac{M_{f1}}{r_{k0}}, \quad (1)$$

$$\sqrt{R_{x1}^2 + R_{y1}^2} \leq \varphi R_{z1}. \quad (2)$$

Нарушение неравенства (2) приводит к скольжению управляемых колес относительно опорной поверхности. Скольжение происходит как в продольной плоскости колес, так и в поперечной, поэтому коэффициент сцепления φ в формуле (2) должен учитывать сцепные свойства колеса в обоих направлениях, т.е. учитывать коэффициенты φ_x и φ_y . Считают, что φ изменяется по эллиптическому закону с осями эллипса φ_x и φ_y . В большинстве случаев $\varphi_x > \varphi_y$, однако на практике их различием обычно пренебрегают и принимают $\varphi \sim \varphi_x$.

Принимая во внимание, что

$$F_{\tau 2} = F_{c1} = \sqrt{R_{x1}^2 + R_{y1}^2},$$

$$F_{x1} = F_{\tau 2} \cos \theta, \quad M_{f1} = fR_{z1} r_{к0},$$

и используя неравенства (1) и (2), находим условие качения ведомых управляемых колес без скольжения при повороте заднеприводного автомобиля

$$\theta \leq \arccos \frac{f}{\varphi}.$$

(3)

Из выражения (3) следует, что максимальный угол поворота управляемых колес θ зависит от коэффициента сопротивления качению f и коэффициента сцепления колес с дорогой φ .

Чем больше f и меньше φ , тем на меньший угол θ можно повернуть колеса при условии обеспечения отсутствия их скольжения. Если неравенство (3) не выполняется, управляемые колеса будут скользить в направлении вектора толкающей силы \vec{F}_{T2} и поворота автомобиля не произойдет. На скользкой дороге и на мягком грунте отношение f/φ значительно возрастает и управляемость заднеприводного автомобиля ухудшается.

Установим соотношение между необходимым толкающим усилием переднего моста F_{t2} и моментом сопротивления качению колес этого моста M_{f1} :

$$F_{T2} = \frac{M_{f1}}{r_{k0} \cos \theta}. \quad (4)$$

Очевидно, что при увеличении угла поворота колес необходимое толкающее усилие возрастает. Это равносильно увеличению сопротивления качению управляемых колес.

На рис: 1, б показана схема поворота *переднеприводного автомобиля*. Разложим силу тяги передних ведущих колес \vec{F}_{r1} на составляющие: \vec{F}_{T2} , направленную вдоль продольной оси автомобиля, и \vec{F}_{T2} , перпендикулярную силе \vec{F}_{r1} . Сила уравновешивает суммарную продольную реакцию дороги на задние колеса \vec{R}_{x2} .

Приложим в точке B две взаимноуравновешивающиеся силы F_{y2} и F_{y2} , перпендикулярные продольной оси автомобиля. Модули этих сил примем равными модулю силы F_{T1} . Тогда силы F_{T1} образуют пару, создающую поворачивающий момент $M_{\Pi} = F_{T1}L \sin \theta$. Таким образом, у переднеприводного автомобиля поворачивающий момент создается не боковой реакцией дороги на управляемые колеса, как это имеет место у заднеприводного автомобиля, а силой тяги передних ведущих колес, обусловленной моментом $M_{к.в'}$ подводимым к колесам от двигателя через трансмиссию. Следовательно, поворачивающий момент в этом случае будет создаваться всегда и управляемые колеса будут двигаться в направлении векторов продольных реакций R_{x1B} и R_{x1H} , а точка A — в направлении вектора F_{T1} . Этим объясняется лучшая управляемость переднеприводных автомобилей по сравнению с заднеприводными, особенно на скользких дорогах и на мягких грунтах.

При повороте автомобиля с большой скоростью возникающая центробежная сила инерции может вызвать боковое скольжение колес. На возникновение скольжения оказывают влияние не только поперечные силы, но и продольные реакции дороги. Поэтому при интенсивном торможении, когда полностью использованы сцепные свойства управляемых колес с дорогой, поворот автомобиля становится невозможным и наступает потеря управляемости.

Направление движения автомобиля в этом случае не зависит от угла поворота управляемых колес, а определяется внешними воздействиями (неровностями дороги, боковым ветром, поперечным уклоном дороги) и силой инерции.

3. Боковой увод колеса

При движении на автомобиль почти всегда действует какая-либо боковая сила. Этой силой может быть составляющая силы тяжести при поперечном уклоне дороги, сила ветра, случайные воздействия от неровностей дороги и др. При криволинейном движении на автомобиль действует боковая составляющая центробежной силы инерции. Боковые силы могут возникнуть из-за различий продольных реакций дороги на колеса левой и правой сторон автомобиля.

Шина автомобильного колеса под действием приложенных к ней сил и моментов может деформироваться в радиальном, боковом и окружном направлениях. Нагрузим колесо нормальной силой \vec{F}_z (рис. 2, а). Шина получит радиальную деформацию и ее взаимодействие с опорной поверхностью дороги будет осуществляться на контактной площадке, ось симметрии которой совпадает с проекцией плоскости вращения колеса на поверхность дороги (рис. 2, б).

Отметим на поверхности беговой дорожки в плоскости вращения колеса точки A , B и C . При качении колеса эти точки вступят в контакт с дорогой соответственно в точках A_1, B_1 и C_1 ; а траектория движения колеса (линия ON) будет располагаться в плоскости его симметрии.

Приложим к колесу дополнительно поперечную силу \vec{F}_y , перпендикулярную плоскости вращения и совпадающую с осью вращения колеса (рис. 2, в). Шина получит боковую деформацию, плоскость вращения колеса сместится в сторону действия силы \vec{F}_y на величину Δ , а линия ABC станет изогнутой. Элементы шины, находящиеся на площадке контакта, благодаря сцеплению колеса с дорогой останутся на месте. В результате на шину будут действовать поперечная реакция \vec{R}_y и момент M_x . Если колесо начнет катиться, то точки A , B , C войдут в контакт с дорогой в точках A_2, B_2, C_2 , а траектория движения колеса ON отклонится от плоскости вращения на угол δ_{yH} . Направление вектора скорости центра колеса \vec{V}_K будет совпадать с направлением линии ON .

Отклонение вектора скорости эластичного колеса от плоскости его вращения под действием поперечной силы называется явлением *бокового увода*. Угол δ_{yB} отклонения траектории движения колеса от плоскости вращения называют *углом увода колеса*. Этот угол может достигать $7...8^\circ$ (иногда $10... 12^\circ$).

Он соизмерим с углом поворота управляемых колес θ , поэтому при повороте автомобиля может оказывать существенное влияние на изменение траектории движения. Вступающие в контакт с дорогой элементы шины практически не воспринимают боковые нагрузки, но по мере удаления их от передней части площадки контакта боковая деформация и напряженность элементов шины возрастают. В связи с этим эпюра элементарных поперечных реакций q_y имеет форму, близкую к треугольной (рис. 2, б), а форма площадки контакта искривляется (рис. 2, г). Равнодействующая этих реакций оказывается смещенной относительно оси вращения колеса на величину e . Так как $\overset{\curvearrowright}{R}_y = -\overset{\curvearrowright}{F}_y$, то возникает момент пары сил R_y, F_y относительно вертикальной оси колеса, а плечо этой пары равно e . Момент пары сил R_y, F_y скручивает шину и искривляет площадку контакта (делает ее несимметричной) и называется *поворачивающим моментом* M_{Γ} . Он уравнивается моментом M_z сил упругости шины, возникающим в связи со скручиванием шины моментом M_{Γ} . Вектор момента M_z направлен вдоль вертикальной оси z и стремится повернуть колесо в нейтральное положение, соответствующее прямолинейному движению в плоскости вращения. Следовательно, он оказывает сопротивление повороту колеса.

В этой связи его называют *стабилизирующим моментом шины* и обозначают $M_{ст\delta}$ (рис. 2, з).

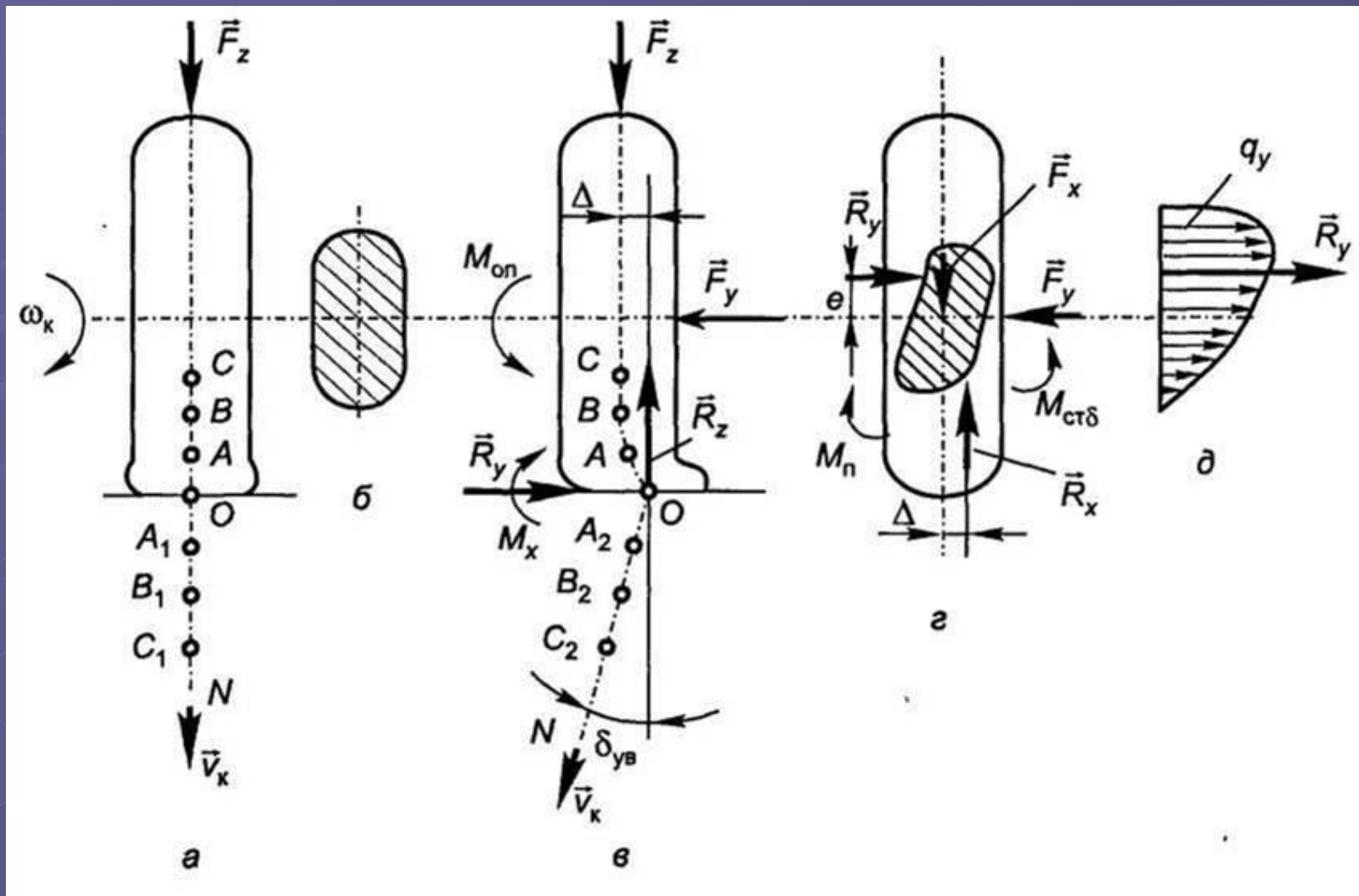


Рис. 2. Качение колеса с уводом.

Продольная реакция \vec{R}_x вследствие искривления площадки контакта шины смещается относительно центра колеса и совместно с толкающей силой \vec{F}_X образует пару с плечом Δ , момент которой складывается со стабилизирующим моментом. Однако этот момент существенно меньше момента $M_{ст\delta}$.

Пары сил \vec{F}_y, \vec{R}_y \vec{R}_z, \vec{Z} создают опрокидывающий момент $M_{оп}$, который уравнивается моментом сил упругости M_x в поперечной плоскости колеса.

С увеличением поперечной силы \vec{F}_y наиболее нагруженные элементы шины в задней части площадки контакта начинают проскальзывать относительно опорной поверхности, что приводит к дополнительному увеличению угла увода колеса. Однако значительное проскальзывание шины начинает проявляться лишь при следующем условии:

$$\sqrt{R_x^2 + R_y^2} > 0,5\varphi R_z. \quad (5)$$

Если условие (5) не достигается, то стабилизирующий момент примерно равен

$$M_{ст\delta} = R_y e = \frac{R_y l_k}{6}, \quad (6)$$

где l_k — длина площадки контакта шины с опорной поверхностью дороги.

Зависимость угла увода $\delta_{yв}$ от боковой силы F_y показана на рис. 3. При малой величине боковой силы угол $\delta_{yв}$ пропорционален этой силе (участок 0—1). Это обусловлено пропорциональной зависимостью между боковой деформацией шины и силой F_y . Однако при углах увода более $2...4^\circ$ начинается боковое скольжение шины и зависимость $\delta_{yв} = f(F_y)$ становится нелинейной (участок 1—2). При $F_y = \varphi R_z$ происходит полное скольжение колеса вбок. Поскольку явления боковой деформации и бокового скольжения взаимосвязаны и разделить их в процессе эксперимента не удастся, то при исследовании процесса поворота автомобиля используются экспериментальные зависимости $\delta_{yв} = f(F_y)$.

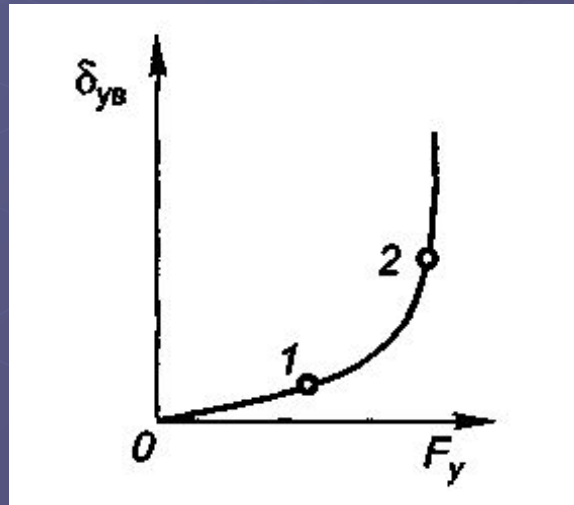


Рис. 3. Зависимость угла увода от боковой силы

Отношение боковой силы F_y (или поперечной реакции R_y) к углу увода $\delta_{yв}$, определенное на линейном участке характеристики $\delta_{yв} = f(F_y)$, называется **коэффициентом сопротивления уводу колеса**:

$$k_{yв} = \frac{F_y}{\delta_{yв}} = \frac{R_y}{\delta_{yв}}. \quad (7)$$

Коэффициент $k_{yв}$ зависит от ряда факторов, основными из которых являются: высота и ширина профиля шины; угол наклона нитей число слоев и материал корда; давление воздуха в шине; нормальная нагрузка; продольная и поперечная реакции; тип и состояние дорожного покрытия. Продольная реакция зависит от режима работы колеса и определяется приложенным к нему моментом — для ведущего и тормозящего колес или толкающей силой — для ведомого. Значения коэффициента $k_{yв}$ для шин легковых автомобилей — 15...40 кН/рад, для шин грузовых автомобилей и автобусов — 60... 120 кН/рад.

Управляемые колеса почти всегда имеют наклон в поперечной вертикальной плоскости (развал колес, изменение наклона в связи с кинематикой направляющего аппарата подвески).

Наклоненное колесо также катится с уводом (рис. 4). При наклоне плоскости вращения колеса на угол γ_k от вертикали угол увода $\delta_{ув\gamma}$ соответствует выражению

$$\delta_{ув\gamma} = \frac{\gamma_k}{k_\gamma}, \text{ где } k_\gamma = 4...6.$$

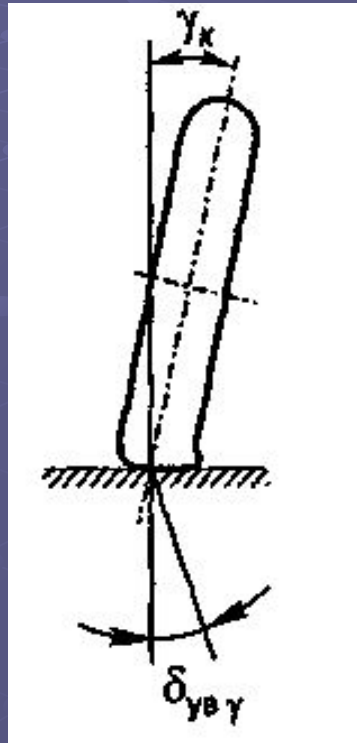


Рис. 4. Увод колеса при его наклоне

4. Кинематика поворота автомобиля

Рассмотрим вначале поворот автомобиля без учета бокового увода. Поворот автомобиля должен происходить без бокового скольжения колес. В этом случае векторы скоростей центров всех колес v_{K1} , должны лежать в плоскостях их вращения. Следовательно, управляемые колеса необходимо повернуть на такие углы, при которых перпендикуляры к плоскостям вращения колес пересекутся в одной точке — мгновенном центре скоростей. Эту точку называют *мгновенным центром поворота автомобиля*.

На рис. 5 показана схема поворота автомобиля при качении колес без бокового увода. Мгновенный центр поворота находится в точке O на продолжении оси неуправляемых колес. **Радиусом поворота автомобиля** R_n называется расстояние от мгновенного центра поворота O до продольной оси автомобиля AB . Найдем соотношение между углами поворотов наружного θ_n и внутреннего θ_B управляемых колес. Из треугольников ODE и OCF находим

$$\operatorname{ctg} \theta_n = \frac{OE}{DE}, \quad \operatorname{ctg} \theta_B = \frac{OF}{CF}. \quad (8)$$

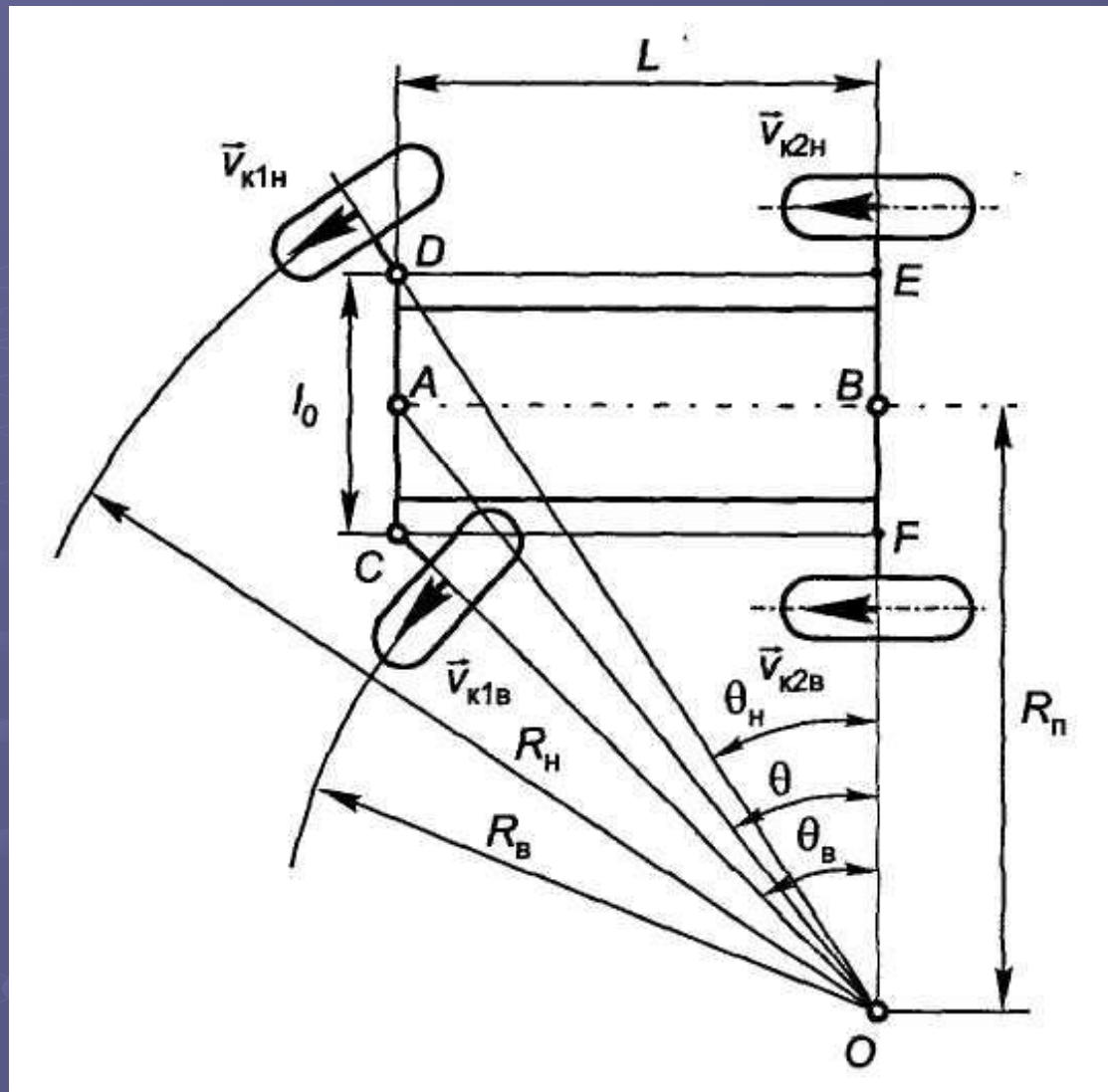


Рис. 5. Схема поворота автомобиля при качении колес без бокового увода

Вычитая из первого равенства второе и принимая во внимание, что $DE=CF=L$, $OE-OF=l_0$, получаем:

$$\operatorname{ctg} \theta_H - \operatorname{ctg} \theta_B = \frac{l_0}{L}, \quad (9)$$

где l_0 - Расстояние между осями шкворней поворотных цапф управляемых колес автомобиля.

Для поворота управляемых колес на различные углы θ_H и θ_B используется рулевая трапеция (Жанто, Франция, 1878). Максимальные углы поворота у современных автомобилей достигают $35...45^\circ$. при изменении угла поворота в таких широких пределах рулевая трапеция не используется для точного выполнения равенства (9). Не соответствие углов поворота θ_H и θ_B условию (9) компенсируется боковой деформацией шин и их боковым скольжением при поворотах. При этом возрастают затраты энергии на качение и увеличивается износ шин

Для определения зависимости R_n от углов поворота управляемых колес сложим левые и правые части выражений (8). Принимая во внимание, что

$$OE = R_n + 0,5l_0; OF = R_n - 0,5l_0$$

получаем

$$\operatorname{ctg}\theta_H + \operatorname{ctg}\theta_B = \frac{2R_{\Pi}}{L} \quad (10)$$

При первом приближении

$$\operatorname{ctg}\theta = 0,5(\operatorname{ctg}\theta_H + \operatorname{ctg}\theta_B)$$

где θ - средний угол поворота управляемых колес $[\theta \approx 0,5(\theta_H + \theta_B)]$

Тогда

$$R_{\Pi} = \frac{L}{\operatorname{tg}\theta} \quad (11)$$

При движении автомобиля на повороте с высокими скоростями возникают значительные поперечные составляющие сил инерции. Поэтому колеса катятся с боковыми уводами. В общем случае углы увода всех колес различны. Однако с целью упрощения расчетов во многих случаях можно принимать для колес одного и того же моста одинаковые углы увода

$$\delta_{yvi} = 0,5(\delta_{yв.нi} + \delta_{yв.вi})$$

В этом случае угол θ_{yvi} называют *углом увода i -го моста*. При возникновении бокового увода векторы скоростей центров колес v_{ki} не лежат плоскостях их вращения, а отклоняются в сторону действия боковых сил на углы увода $\delta_{yв1}$ и $\delta_{yв2}$, как показано на рис 6. Вследствие этого мгновенный центр поворота перемещается из точки O в точку O^* , а радиус поворота становится равным расстоянию O^*D , где O^*D — длина перпендикуляра, опущенного из точки O^* на продольную ось автомобиля. Векторы скоростей точек A и B без учета бокового увода колес обозначены v_A и v_B , а при уводе — v_A^* и v_B^* . Точка O^* находится на пересечении перпендикуляров к векторам v_A и v_B . Из рис. 6 непосредственно находим

$$AD = R^* \operatorname{tg}(\theta - \delta_{yв1}); \quad BD = R^* \operatorname{tg} \delta_{yв2}.$$

Так как

$$L = AD + BD,$$

то

$$R_n^* = \frac{L}{\operatorname{tg}(\theta - \delta_{yв1}) + \operatorname{tg} \delta_{yв2}}.$$

(12)

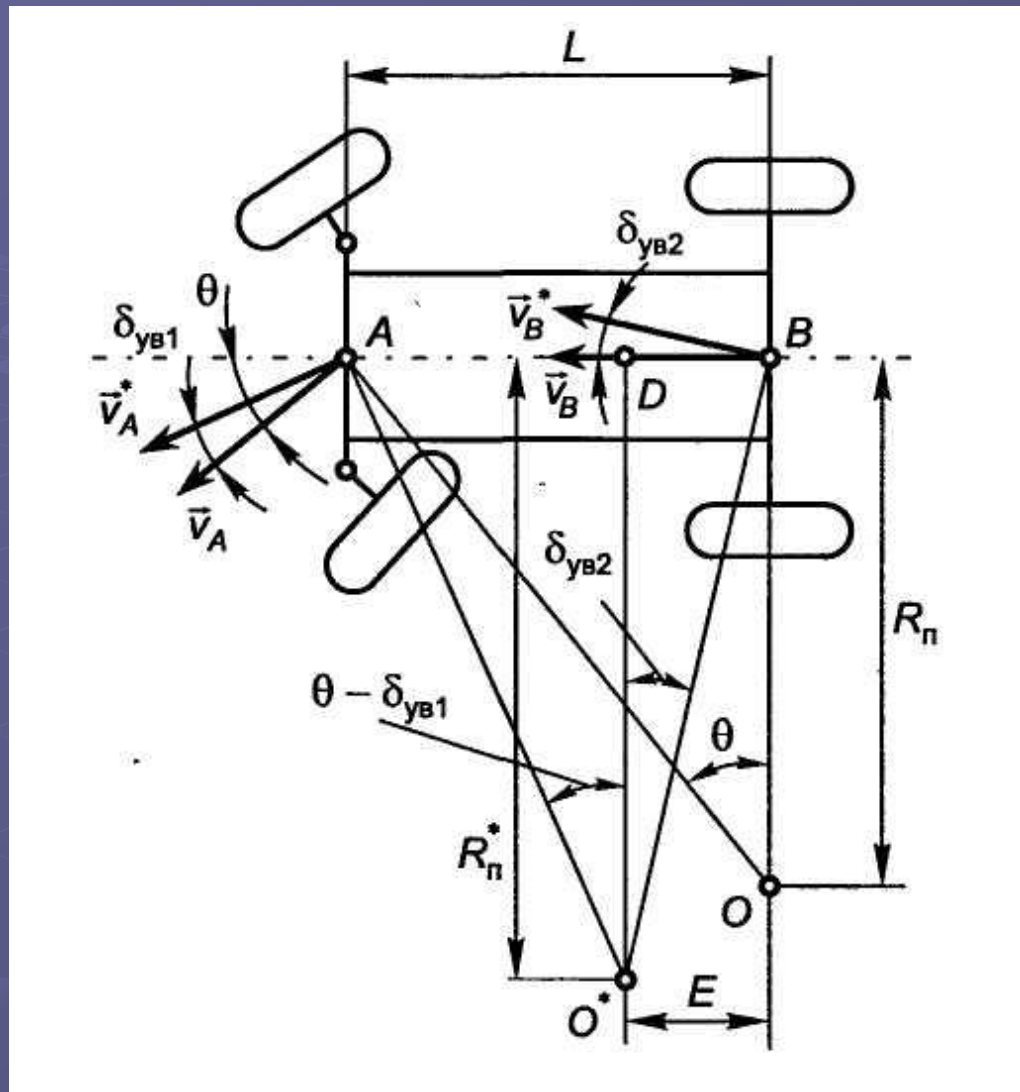


Рис. 6. Схема поворота автомобиля при качении колес с уводом

Углы увода колес обычно не превышают $5...10^\circ$, а углы поворота управляемых колес при высоких скоростях движения также невелики. Поэтому выражение (12) можно упростить до

$$R_{\Pi}^* = \frac{L}{\theta + (\delta_{ув2} - \delta_{ув1})}. \quad (13)$$

В зависимости от соотношения углов увода колес переднего и заднего мостов радиус поворота R_{Π}^* может быть равным радиусу поворота R_n без увода (при $\delta_{ув1} = \delta_{ув2}$), меньше (при $\delta_{ув1} < \delta_{ув2}$) или больше его (при $\delta_{ув1} > \delta_{ув2}$).

5. Поворачиваемость автомобиля

Для оценки влияния увода колес на управляемость автомобиля рассмотрим движение по круговой траектории с постоянной скоростью. На автомобиль в этом случае действует поперечная составляющая центробежной силы инерции F_{jy} и поперечные реакции дороги на колеса R_{y1} и R_{y2} (см. рис. 10.1). Сила F_{jy} распределяется между мостами автомобиля пропорционально массам m_{a1} и m_{a2} приходящимся соответственно на передний и задний мосты,

а поперечные реакции дороги на колеса этих мостов вычисляются по формулам

$$R_{y1} = \frac{m_{a1} v_x^2}{R_{\sigma}^*}; R_{y2} = \frac{m_{a2} v_x^2}{R_{\pi}^*}, \quad (14)$$

где v_x — проекция скорости центра масс автомобиля на его продольную ось.

Углы увода колес мостов, согласно выражению (7), равны

$$\delta_{ув1} = \frac{R_{y1}}{k_{ув1}} = \frac{m_{a1} v_x^2}{R_{\pi}^* k_{ув1}}, \quad \delta_{ув2} = \frac{R_{y2}}{k_{ув2}} = \frac{m_{a2} v_x^2}{R_{\pi}^* k_{ув2}}. \quad (15)$$

Подставим значения $\delta_{ув1}$, $\delta_{ув2}$ в уравнение (13):

$$R_{\pi}^* = \frac{L}{\theta} \left[1 + \left(\frac{m_{a1}}{k_{ув1}} - \frac{m_{a2}}{k_{ув2}} \right) \frac{v_x^2}{L} \right]. \quad (16)$$

Из выражения (16) следует, что радиус поворота автомобиля в общем случае зависит от угла поворота управляемых колес θ , скорости автомобиля v_x , базы L , а также от разности

$$\frac{m_{a1}}{k_{yв1}} - \frac{m_{a2}}{k_{yв2}}$$

Свойство автомобиля изменять кривизну траектории при изменении скорости называется **статической поворачиваемостью**. Для ее количественной оценки введен **коэффициент статической поворачиваемости**

$$\eta_{пов} = \frac{m_{a2}/k_{yв2}}{m_{a1}/k_{yв1}} = \frac{l_1 k_{yв1}}{l_2 k_{yв2}}, \quad (17)$$

где l_1, l_2 — продольные координаты центра масс автомобиля относительно осей вращения соответственно передних и задних колес.

Если $\eta_{пов} = 1$, радиус поворота автомобиля R_n^* с уводом колес будет такой же, как и у автомобиля с жесткими колесами, т.е. $R_n^* = R_n$. При этом углы увода обоих мостов одинаковы ($\delta_{yв1} = \delta_{yв2}$), а R_n не зависит от скорости v_x . Такой автомобиль называют автомобилем с **нейтральной поворачиваемостью**.

Если $\eta_{пов} < 1$, то ($\delta_{yв1} > \delta_{yв2}$) а радиус поворота автомобиля R_n^* больше R_n и при возрастании скорости будет увеличиваться. Такой автомобиль имеет **недостаточную поворачиваемость**.

При $\eta_{пов} > 1$ получим $\delta_{ув1} < \delta_{ув2}$ и $R_n^* < R_n$, причем R_n^* с увеличением скорости уменьшается. Это автомобиль с избыточной поворачиваемостью.

Проанализируем влияние поворачиваемости автомобиля на его траекторную и курсовую устойчивость, полагая при этом $\theta = 0$. Если на движущийся прямолинейно автомобиль с жесткими в боковом направлении колесами действует боковая сила F_y , то он будет продолжать двигаться прямолинейно до тех пор, пока эта сила не увеличится настолько, что начнется скольжение колес.

Автомобиль с нейтральной поворачиваемостью в этом случае будет также двигаться прямолинейно, но под углом $\delta_{ув}$ к продольной оси автомобиля, так как $\delta_{ув1} = \delta_{ув2}$ (рис. 7, а).

Автомобиль с избыточной поворачиваемостью начнет вращаться относительно мгновенного центра поворота O (рис. 7, б). При этом возникает центробежная сила инерции \vec{F}_j поперечная составляющая которой \vec{F}_{jy} совпадает по направлению с боковой силой \vec{F}_y , вызвавшей боковой увод колес и поворот автомобиля. Это приводит к дальнейшему увеличению углов увода колес и соответствующему уменьшению радиуса поворота, что, в свою очередь, увеличивает центробежную силу инерции \vec{F}_j .

В результате автомобиль теряет устойчивость прямолинейного движения. Для сохранения направления прямолинейного движения водитель должен повернуть управляемые колеса так, чтобы мгновенный центр поворота переместился из точки O в точку, расположенную на противоположной стороне автомобиля. Поскольку при движении автомобиля поперечные силы действуют практически непрерывно, водителю приходится постоянно воздействовать на рулевое управление, чтобы удержать автомобиль на заданной траектории.

Если автомобиль обладает недостаточной поворачиваемостью, поперечная составляющая центробежной силы инерции направлена в сторону, противоположную возмущающей силе (рис. 7, в). В результате этого увод быстро уменьшается и автомобиль практически сохраняет прямолинейное направление движения.

Таким образом, автомобиль с недостаточной поворачиваемостью более устойчив и лучше сохраняет заданное направление движения, чем автомобиль с избыточной поворачиваемостью. Сложность управления автомобилем с избыточной поворачиваемостью возрастает с увеличением скорости движения.

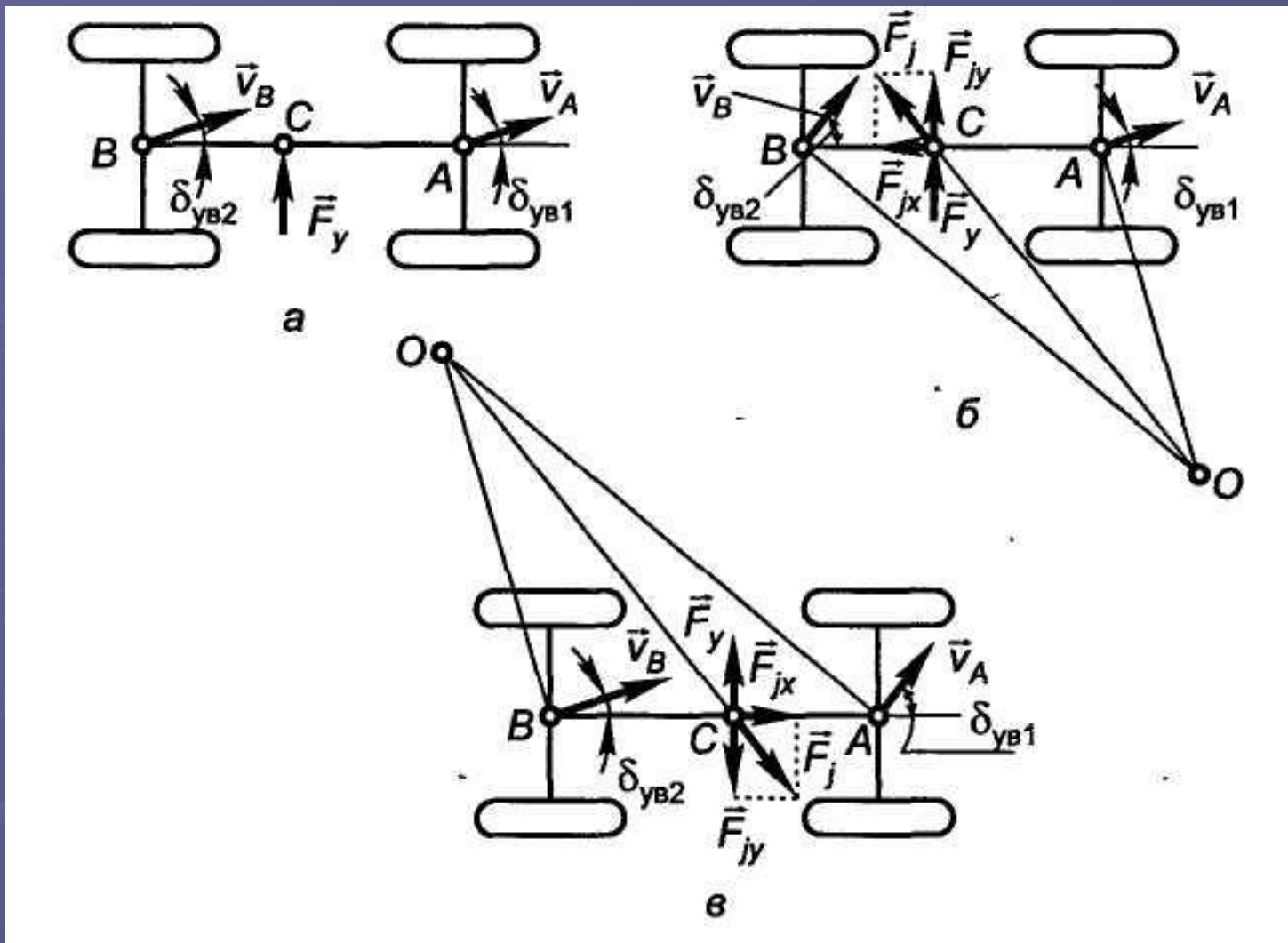


Рис. 7. Движение автомобиля под действием боковой силы F_y при поворачиваемости : а — нейтральной; б — избыточной; в — недостаточной

При некоторой скорости, называемой **критической скоростью по условиям увода** $v_{кр\delta}$, наступает потеря управляемости и устойчивости движения автомобиля. Значение $v_{кр\delta}$ можно определить, используя формулу (16) при $\theta = \theta$:

$$v_{кр\delta} = \sqrt{L / \left(\frac{m_{a2}}{k_{ув2}} - \frac{m_{a1}}{k_{ув1}} \right)}. \quad (18)$$

Недостаточная поворачиваемость достигается выбором давления воздуха в шинах передних и задних колес; распределением масс между мостами, выбором конструкции и параметров направляющих устройств подвески.

С уменьшением давления воздуха в шине увеличивается угол увода колеса и уменьшается коэффициент сопротивления уводу $k_{ув}$. Как следует из формулы (16), при уменьшении $k_{ув1}$ радиус поворота $R_{п}^*$ возрастает. Поэтому давление воздуха в шинах передних колес устанавливают обычно меньше, чем в шинах задних колес. У легковых автомобилей центр масс рекомендуется располагать ближе к оси переднего моста, чтобы на передние колеса приходилась большая часть поперечной составляющей силы инерции, а также составляющей силы тяжести при движении по дороге с поперечным уклоном.

Устойчивость автомобиля существенно зависит от конструкции направляющего устройства подвески. При действии на автомобиль боковой силы происходит крен кузова. Колеса автомобиля могут при этом отклоняться в ту или иную сторону в зависимости от кинематической схемы направляющего устройства подвески. Так, если применяется независимая подвеска колес на двух параллельных поперечных рычагах одинаковой длины (параллелограммная подвеска), то колеса наклоняются в ту же сторону, что и кузов (рис. 8, а). В результате боковой увод колес увеличивается (см. рис. 4). Аналогичный результат получается для подвесок на продольных рычагах, торсионных и свечных.

В двухрычажных подвесках с поперечными рычагами различной длины и различными углами наклона верхнего рычага колеса также поворачиваются в сторону крена кузова, но углы их поворота могут быть различными.

При зависимой подвеске крен кузова не приводит к боковому наклону колес (рис. 8, в), однако ось моста может повернуться на некоторый угол в горизонтальной плоскости и оказать влияние на поворачиваемость автомобиля. Направляющее устройство зависимой подвески может быть выполнено в виде рычагов (двух продольных и одного поперечного) либо его функции может выполнять листовая рессора.

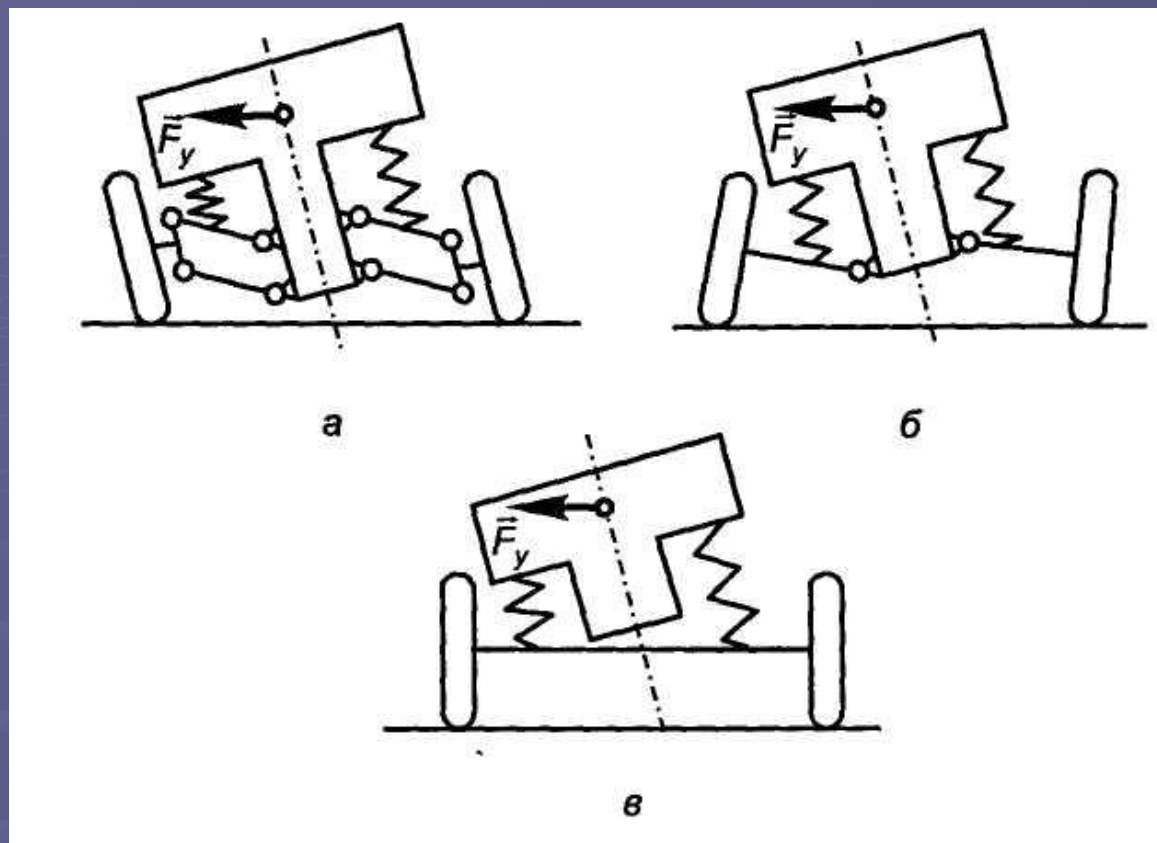


Рис. 8. Наклоны кузова и колес при действии боковой силы:
а – независимая двухрычажная подвеска; б – независимая однорычажная подвеска; в – зависимая подвеска.

Изменяя длины рычагов или положение серьги листовой рессоры, можно изменять углы наклона оси моста. На рис. 9, а показана схема зависимой рессорной подвески. При крене кузова и деформации рессоры точка крепления ее с мостом перемещается по дуге $a—a$. Если серьга закреплена сзади, как показано на рис. 9, а, то нагружаемое боковой силой колесо отклоняется назад в связи с увеличением деформации рессоры, а противоположное колесо, наоборот, отклоняется вперед. Предположим, что у передних рессор серьга расположена спереди, а у задних — сзади. Тогда при действии боковой силы F_y поворот осей мостов произойдет согласно рис. 9, б, т. е. в ту же сторону, в которую поворачивает автомобиль. В результате автомобиль получит избыточную поворачиваемость. Если поменять местами расположение серег обеих рессор, то поворот мостов будет противоположный, как показано на рис. 9, в, и автомобиль будет обладать недостаточной поворачиваемостью.

В легковых автомобилях наиболее часто используют переднюю подвеску на двух поперечных рычагах, а заднюю выполняют зависимой или независимой однорычажной с поперечным качанием рычага. Тогда угол увода передних колес получается большим, чем задних.

Однако слишком большой увод колес переднего моста может привести к ухудшению способности автомобиля изменять направление движения в соответствии с поворотом рулевого колеса, т.е. ухудшит его динамическую поворачиваемость. При этом увеличивается работа, выполняемая водителем по управлению автомобилем, и может происходить заметное запаздывание поворота автомобиля относительно поворота рулевого колеса.

Значительное улучшение управляемости и устойчивости двухосных автомобилей достигается, если управлять одновременно и передними, и задними колесами. При большой скорости движения задние колеса поворачиваются в ту же сторону, что и передние. Это обеспечивает недостаточную поворачиваемость и высокую устойчивость движения на поворотах. При малой скорости и больших углах поворота рулевого колеса задние колеса поворачиваются в противоположную сторону по отношению к передним. Этим достигается высокая маневренность автомобиля. Максимальный угол поворота задних колес $5...8^\circ$. Такие системы управления находят широкое применение на легковых автомобилях.

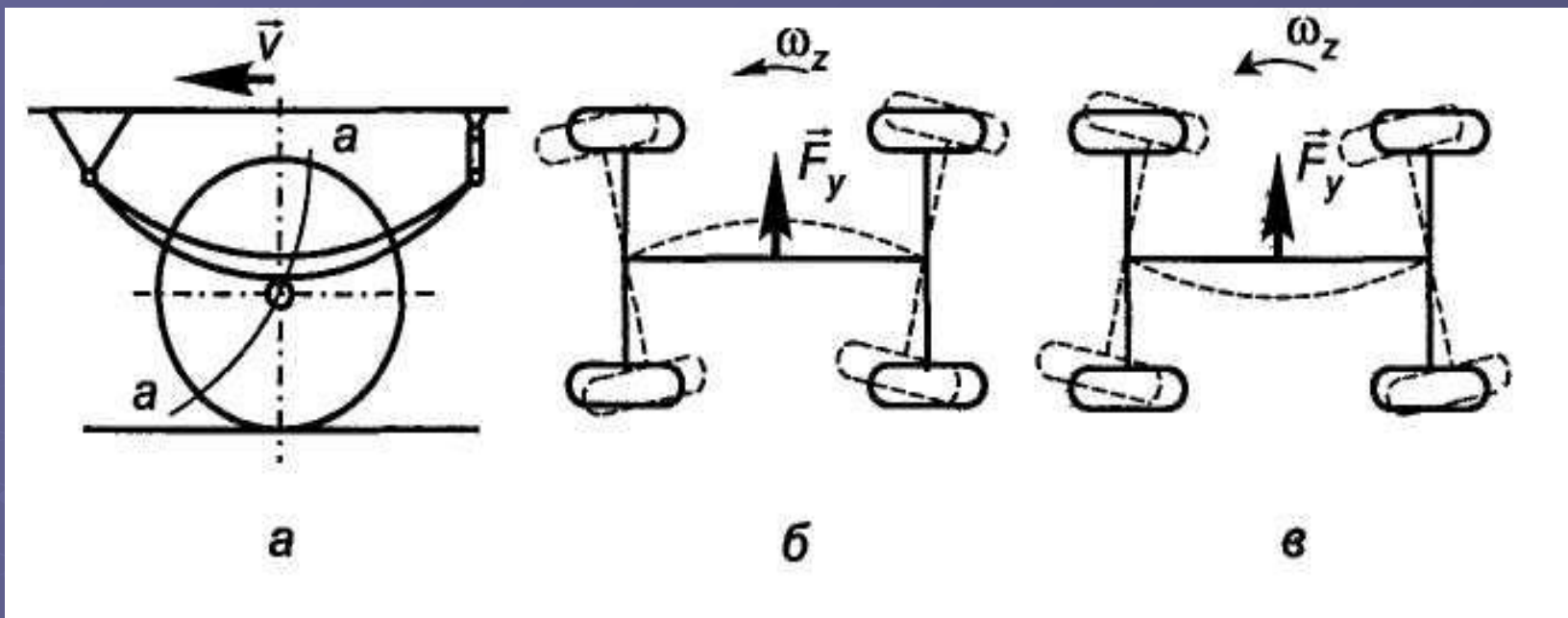


Рис. 9. Влияние крепления рессор на поворачиваемость автомобиля