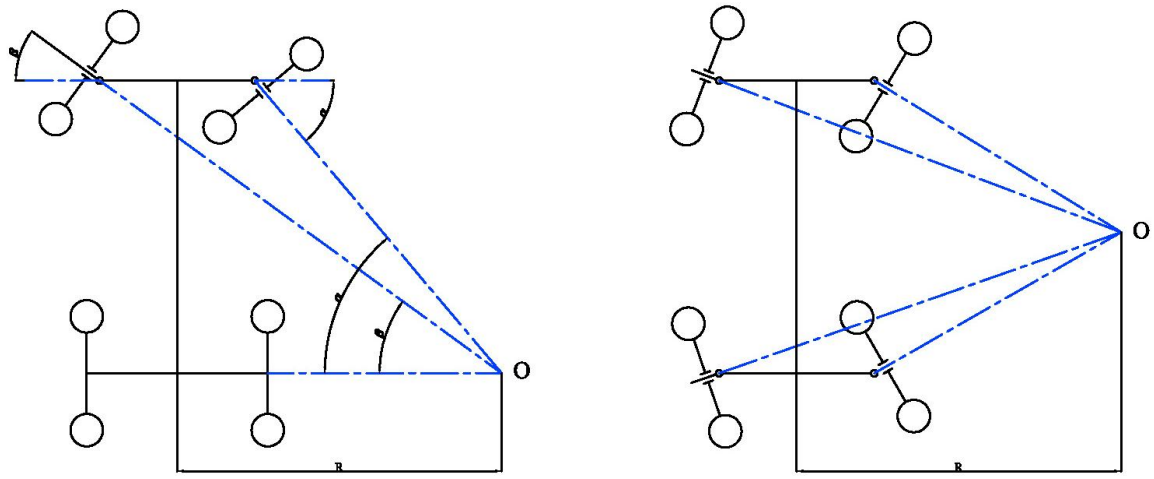
Проектирование рулевого управления автомобиля.

Рулевое управление любого транспортного средства предназначено для поддержания и изменения направления движения в соответствии с движениями водителя. Поворот колёсных транспортных средств осуществляется поворотом в плане передних колёс относительно задних. При этом на колесо действуют боковые реакции покрытия (в случае багги - грунта), которые и заставляют изменять направление движения. Следует отметить, что для обеспечения качения всех колёс автомобиля при его повороте без их бокового скольжения необходимо, чтобы оси при его условном продолжении пересекались в одной общей точке – центре поворота.



а) б)

Рис. 1. Схемы поворота автомобилей.

На рис. 1,а представлена схема автомобиля с неповоротной осью автомобиля, на которой установлены поворотные цапфы управляемых колёс. Для выполнения указанного условия качения управляемых колёс они поворачиваются на разные углы (α>β). На рис. 1,б представлена схема с обеими управляемыми осями. При этом, как правило, пологие повороты осуществляются только передними колёсами, а более крутые – с поворотом колёс второй оси в противоположную сторону.

Углы установки колёс.

Установка управляемых колёс должна обеспечить устойчивое прямолинейное движение, лёгкость поворота а также качение колёс с минимальной затратой мощности, минимальным износом шин и отсутствием колебаний.

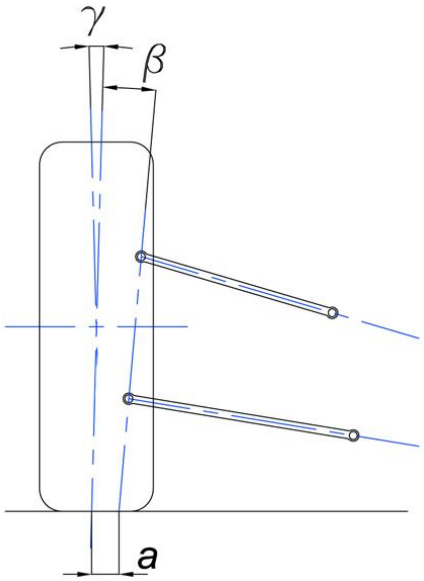


Рис. 2. Развал колеса.

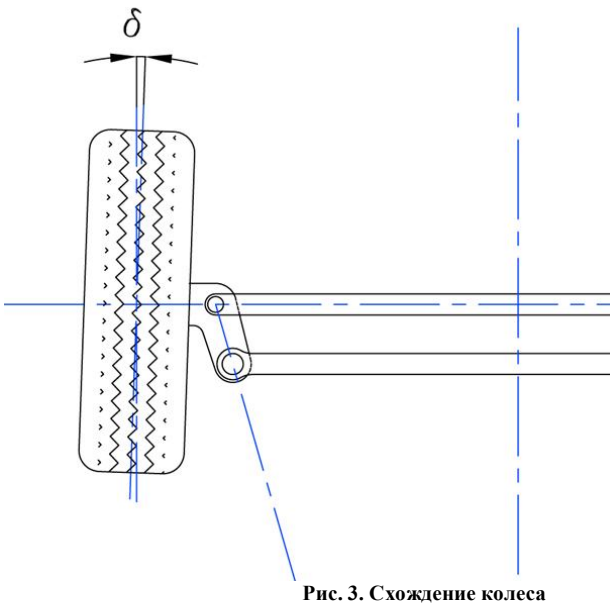


Рис. 3. Схождение колеса

Москва, 2005 г.
nitrolab@mail.ru

Развал колёс. Его выполняют в поперечной плоскости (см рис. 2) под углом γ с целью:
- облегчения поворота автомобиля, так как при этом уменьшается плечо обкатки *a* и, следовательно, момент, необходимый для поворота колеса;
- разгрузки малого наружного подшипника ступицы колеса и мест крепления подшипников, так как при такой установке колёс возникает боковая сила, прижимающая ступицу колеса к внутреннему большому подшипнику;
- компенсации износа в шарнирах и подшипниках, а также деформации деталей переднего моста, не допуская при этом отрицательного развала;
- улучшения устойчивости прямолинейного движения автомобиля, так как при повороте колёса действует стабилизирующий момент, возвращающий колесо в продольную плоскость. Стабилизирующий момент возникает вследствие подъёма передней части автомобиля при обкатывании колеса вокруг наклонного шкворня. Поэтому его очень часто называют весовым стабилизирующим моментом. Он зависит от угла наклона β шкворня, массы автомобиля, приходящейся на управляемые колёса и не зависит от скорости движения автомобиля.

Вместе с тем установка управляемых колёс с развалом под углом γ вызывает стремление колеса повернуться в сторону наклона. Однако, колёса связанные с автомобилем, будут двигаться по прямой, но с некоторым боковым скольжением, вызывающим ускоренный износ шин и увеличение расхода топлива.

Для устранения этого явления применяют **схождение управляемых колёс** в горизонтальной плоскости (см рис. 3). Для этого их устанавливают с некоторым наклоном вперёд.

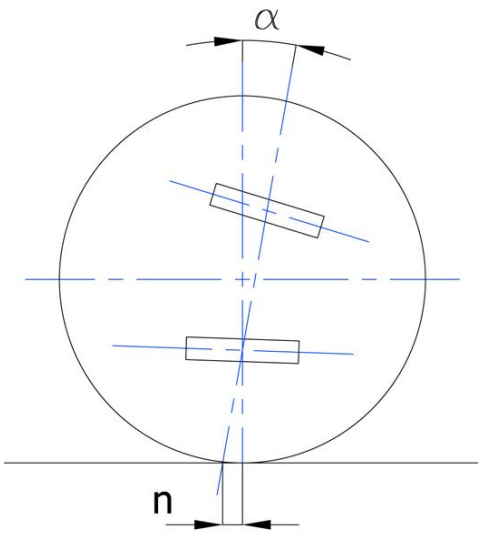


Рис. 4. Продольный наклон шкворня.

Наклон шкворня в продольной плоскости выполняют таким образом, чтобы продолжение его оси пересекало опорную поверхность немного впереди центра площади контакта шины с дорогой, образуя плечо *n*. Назначение угла α – сохранение прямолинейного движения автомобиля при высоких скоростях (обеспечение скоростной стабилизации управляемых колёс). Действие реакций дороги в центрах контакта шин с опорной поверхностью на плече n создаёт стабилизирующий момент, стремящийся повернуть управляемые колёса в положение прямолинейного движения.

Соотношение углов поворота управляемых колёс (механизм Аккермана).

При повороте автомобиля векторы скоростей центров всех колёс перпендикулярны радиусам, проведённым из центра поворота О (рис. 5). У автомобиля, имеющего жёсткие в поперечном направлении шины, векторы скоростей совпадают со средними плоскостями колёс и центр поворота О находится на продолжении задней оси.

Соотношение между углами поворота Θ_H и Θ_B соответственно наружнего и внутреннего колёс определим из треугольников OAB и OCD:

$$ctg\Theta_H = \frac{OC}{L} \qquad ctg\Theta_B = \frac{OA}{L} \tag{1}$$

Вычитая из первого равенства второе, получаем:

$$ctg\Theta_H - ctg\Theta_B = \frac{(OA - OA)}{L} = L_{шк} - L \tag{2}$$

где $L_{шк}$ – расстояние между центрами шкворней, равное приблизительно колее управляемых колёс.

Из равенства (2) следует, что колесо, внутреннеепо отношению к центру поворота должно быть повёрнуто на больший угол, чем внешнее. При углах поворота до 12...15° оба колеса поворачиваются приблизительно на одинаковые углы, что и позволяет вместо углов Θ_H и Θ_B использовать в расчётах средний угол Θ, равный их полусумме, как было сделано выше.

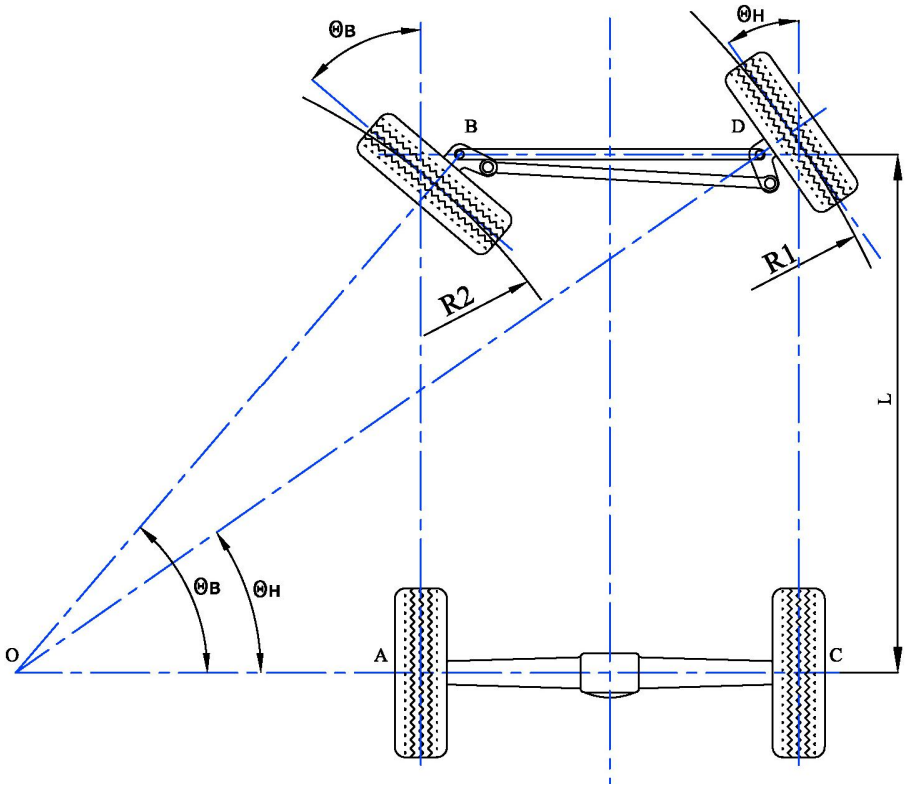


Рис. 5. Соотношение углов поворота управляемых колёс.

Если на автомобиле установлены шины, эластичные в поперечном направлении, то векторы скоростей центров колёс не совпадают со средними плоскостями колёс, а образуют с ними углы увода. Центр O_1 поворота, который, как и прежде, находится в точке пересечения перпендикуляров к векторам скоростей, не совпадает с центром поворота О автомобиля, имеющего жёсткие шины. Изменяется так же и соотношение углов поворота управляемых колёс, которое необходимо для качения их без бокового скольжения. В этом случае выражение (2) принимает следующий вид:

$$ctg\Theta_H - ctg\Theta_B = \frac{L_{шк}\left(L - \frac{M_2}{k_{ув2}}v^2\right)}{\left[L - \left(\frac{M_2}{k_{ув2}} - \frac{M_1}{k_{ув1}}\right)v^2\right]^2} \qquad (3)$$

Из сопоставления формул (3) и (2) следует, что у автомобиля с эластичными шинами угол Θ_H меньше и отличается от угла Θ_B, чем у автомобиля с жёсткими шинами. Это означает, что у автомобиля с жёсткими шинами рулевая трапеция по форме должна приближаться к прямоугольнику. Кроме того, по мере увеличения скорости движения скорости движения автомобиля должно также изменяться соотношение углов поворота управляемых колёс. Это может быть достигнуто только путём автоматической регулировки рулевого привода, введение которой весьма усложняет его конструкцию.

Колебания управляемых колёс.

Во время движения автомобиля управляемый колёса совместно с деталями подвески могут колебаться в вертикальной плоскости, а совместно с рулевой трапецией – вокруг шкворней (осей шаровых опор) в горизонтальной плоскости.

Угловые колебания управляемых колёс недопустимы, так как детали ходовой части и рулевого управления воспринимают при этом значительные знакопеременные нагрузки, а колебания с большой амплитудой

приводят к потере автомобилем управляемости. Наиболее опасными являются устойчивые колебания колёс, т.е. такие, которые непрерывно повторяются (самовозбуждаются).

При возникновении поперечных колебаний управляемые наклоняются. В результате изменения положения положения моста и вращения колёс появляется гироскопический момент, под действием которого управляемые поворачиваются в горизонтальной плоскости вокруг шкворней (осей шаровых опор). При повороте колес появляется другой гироскопический момент, который действует в вертикальной плоскости и стремиться увеличить наклон колёс.

Основным средством уменьшения угловых колебаний колёс является применение независимой передней подвески. Независимая подвеска имеет лучшую приспосабливаемость каждого колеса к отдельным неровностям дороги (в отличии от неразрезной балки моста), большая мягкость подвески и меньшая склонность передних управляемых колёс к шимми (т.е. к угловому колебанию их около шкворней/осей шаровых опор).

При независимой подвеске колёс легче обеспечить необходимый динамический прогиб подвески, а следовательно, увеличить её мягкость. Кроме того, при независимой подвеске уменьшается (в некоторых конструкциях исключается) угол наклона плоскости вращения переднего колеса при его подъёме и опускании. Вследствие этого снижается склонность переднего моста к колебанию его около продольной оси автомобиля и уменьшается (или полностью устраняется) гироскопический момент, вызывающий шимми.

По характеру вертикальных перемещений колеса независимые подвески делятся на следующие:

- с перемещением колеса в поперечной плоскости;
- с перемещением колеса в продольной плоскости;
- с перемещением колеса в двух плоскостях;
- свечные подвески (типа макферсон);

Подвески с перемещением колеса в поперечной плоскости выполняются на одном или двух поперечных рычагах равной длины или разной длины (одно- и двухрычажные подвески).

При независимой однорычажной подвеске (рис. 6) подъём колеса h сопровождается наклоном плоскости его вращения на угол λ и изменением колеи на величину Δl. При изменении угла λ во время подъёма и опускания колеса возникает гироскопический момент, который может вызвать колебания колёс вокруг шкворней.

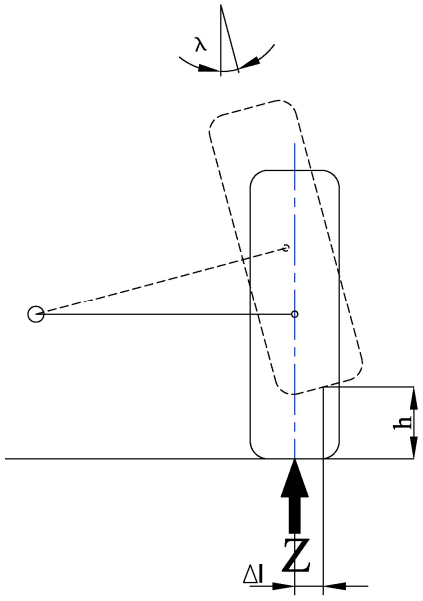


Рис. 6. Независимая однорычажная подвеска.

Независимая двухрычажная подвеска с рычагами равной длины (рис. 7) полностью исключает наклон плоскости вращения колеса. Однако изменение колеи Δl в этом случае может быть значительным, что повышает износ шин и уменьшает боковую устойчивость колеса.

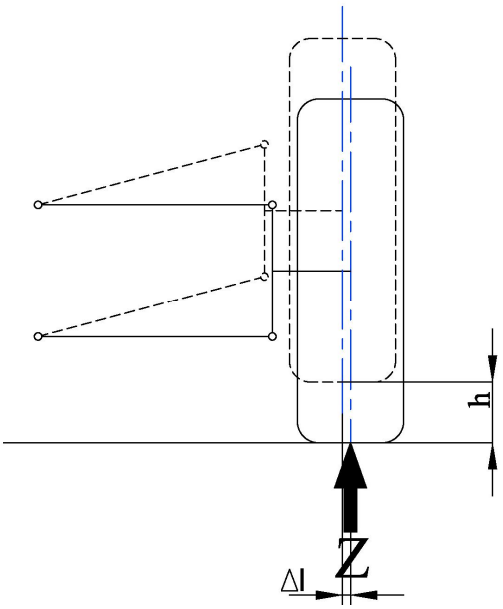


Рис. 7. Независимая двухрычажная подвеска с рычагами равной длины.

Независимая двухрычажная подвеска с рычагами разной длины (рис. 8) обеспечивает небольшой угол наклона λ плоскости вращения колеса при его максимальном подъёме h. Возникающий при этом небольшой гироскопический момент "гасится" моментом сил трения в подвеске, а некоторое изменение колеи Δl компенсируется упругостью шины, вследствие чего износ её протектора не превышает нормальный.

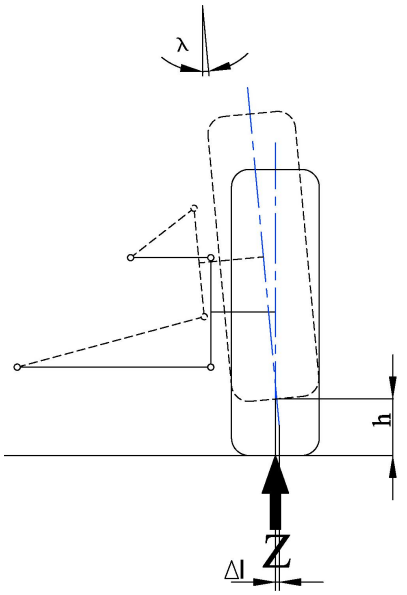


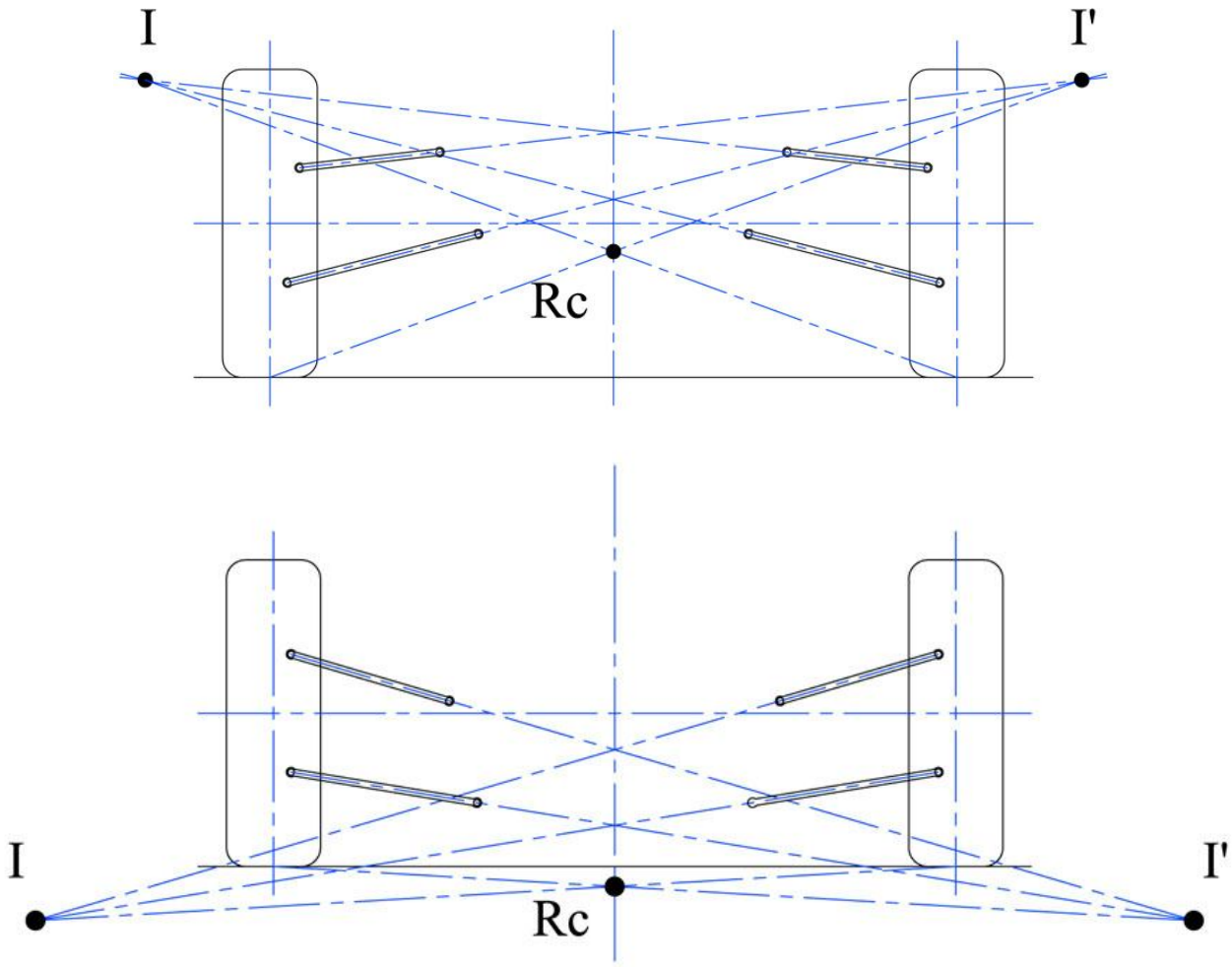
Рис. 8. Независимая двухрычажная подвеска с рычагами разной длины.

В этом случае при перемещениях управляемых колёс не происходит их большого наклона.

Рассмотренные колебания являются собственными, они зависят только от характеристик упругих элементов, моментов инерции и масс отдельных деталей. Кроме собственных колебаний могут возникать вынужденные колебания, вызванные периодически возникающей возмущающей силой. Такая сила может возникать вследствии дисбаланса колёс. Эту силу легко можно разложить на две составляющие – горизонтальную, которая будет стремить повернуть колесо и вертикальную, которая будет стремить поднять колесо. Так же колебания могут возникать при износе шарниров деталей подвески.

Центр вращения.

При проектировании подвески также необходимо знать о



Москва, 2005 г.
nitrolab@mail.ru

Литература.

1. Теория и конструкция автомобиля. Иларионов В.А., Морин М.М., Москва, Машиностроение – 1979, 304 с.

2. Тракторы. Конструкция. Под общей редакцией Ксеневича И.П., Шарипова В.М., Москва, Машиностроение – 2000, 822 с.