

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ РУЛЕВОГО ПРИВОДА НА ПОВОРОТ УПРАВЛЯЕМЫХ КОЛЕС МОБИЛЬНОЙ МАШИНЫ

А.С. Павлюк, С.В. Сафронов

Рассмотрена возможность оценки влияния конструктивных параметров рулевого привода управляемых колес при зависимой рессорной подвеске на неуправляемый поворот колес за счет деформации упругих элементов. Получены аналитические зависимости, позволяющие выбирать рациональные конструктивные параметры рулевого привода для уменьшения углов неуправляемого поворота. Определены характеристики рулевого привода двух грузозовых автомобилей. Результаты направлены на повышение устойчивости движения.

Ключевые слова: колесная машина, движение, неровности, управляемые колеса, передняя подвеска, рулевой привод, конструктивные параметры, поворот колес.

В конструкциях зависимых подвесках, имеющих рессорные упругие элементы, взаимное расположение деталей рулевого привода таково, что смещение передней оси относительно рамы машины приводит к некоторому повороту управляемых колес при неизменном положении рулевого колеса. Следовательно, с учетом податливости деталей, угол поворота управляемых колес будет определяться углом поворота рулевого колеса, крутящего момента на валу рулевого колеса, а также трех линейных и трех угловых смещений оси относительно рамы /1, 2/. Эти восемь параметров, особенно при наличии существенных люфтов в рулевом приводе и возникновении высокочастотных колебаний приводят к нарушению пропорции между углами поворота рулевого колеса и левого управляемого колеса.

Для исправного состояния мобильной машины, когда люфты и высокочастотные колебания незначительны, угол поворота левого управляемого колеса определяется указанными выше восемью параметрами. Правильным выбором конструктивных параметров рулевого привода и подвески можно уменьшить влияние последних семи параметров таким образом, чтобы поворот левого управляемого колеса зависел бы преимущественно только от угла поворота рулевого колеса. Полностью исключить влияние этих семи в настоящее время затруднительно без значительного усложнения конструкции подвески и рулевого привода.

Рассмотрим распространенную систему рулевого привода, включающую рулевой механизм с рулевой сошкой, совершающее вращательное движение относительно вала

рулевой сошки, продольную тягу, соединенную с поворотным кулаком шарнирно. Схема такого рулевого управления мобильной машины с зависимой подвеской передней оси показана на рисунке 1 /1/. Крутящий момент, создаваемый водителем на рулевом колесе 1, при помощи вала рулевого колеса 2 передается на рулевой механизм 3, где увеличивается и передается при помощи сектора и вала 4 на рулевую сошку 5.

Рулевая сошка 5 при помощи шарового шарнира соединена с передним концом продольной соединительной тяги 6. Второй конец продольной тяги также шарнирно связан с поворотным рычагом 7 поворотной цапфы 13 (левой или правой, в зависимости от расположения рулевого колеса). Поворотные цапфы 13 соединены с балкой моста 11 при помощи шкворней 8. Рычаг поворотной цапфы 8 при помощи поперечной тяги 10 соединен шарнирно со вторым рычагом поворотной цапфы 12, образуя рулевую трапецию. Каждое управляемое колесо установлено на поворотной цапфе 13 и поворачивается на определенный угол при повороте рулевого колеса 1.

Рекомендуется располагать поворотный рычаг 7 таким образом, чтобы при прямолинейном движении он был бы перпендикулярен листовым рессорам подвески /2/.

Расчетная схема рулевого привода приведена на рисунке 2.

Для небольших углов отклонений и линейных перемещений от равновесного положения считаем, что все восемь параметров влияют на угол поворота левого управляемого колеса независимо друг от друга. Тогда

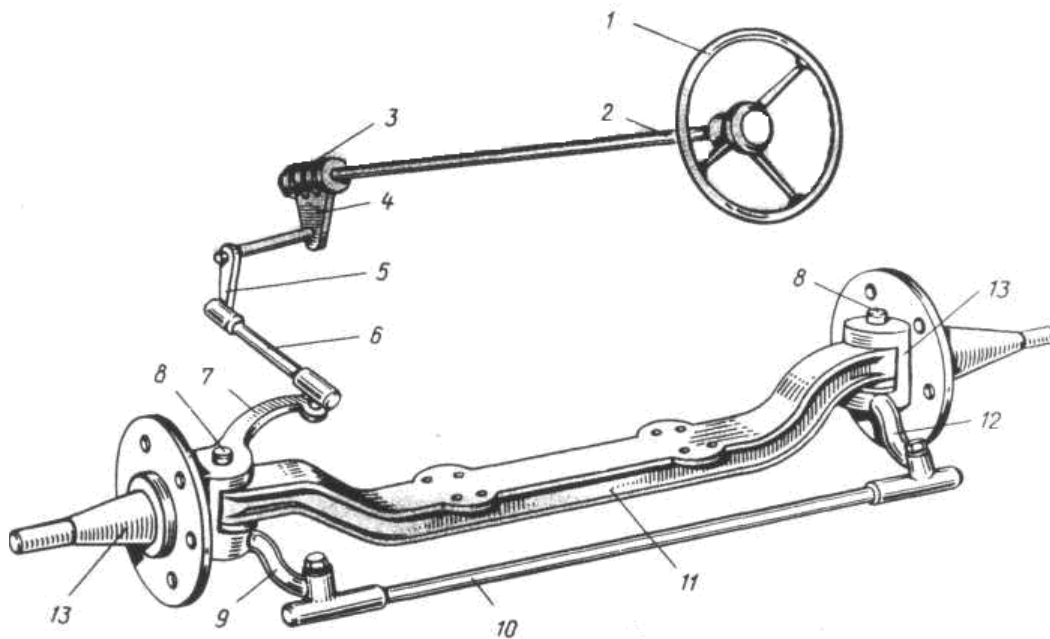


Рисунок 1 - Схема рулевого управления для зависимой подвески

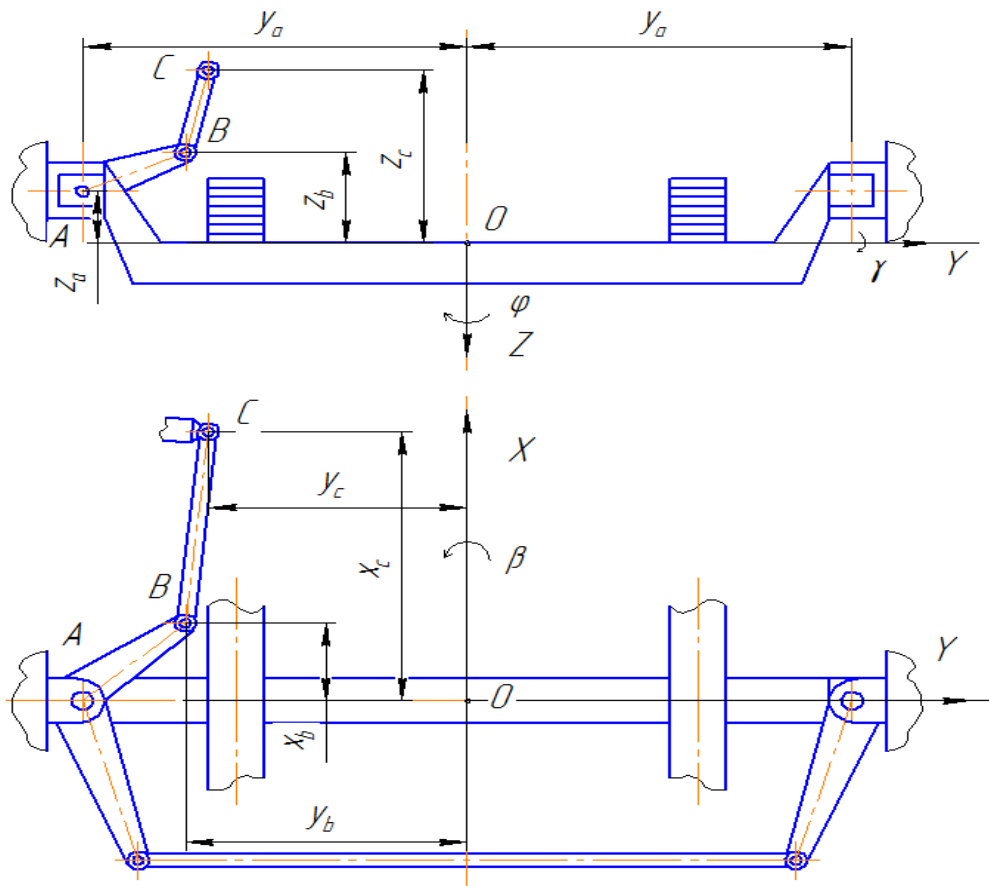


Рисунок 2 – Расчетная схема рулевого привода управляемых колес

угол поворота левого управляемого колеса будет равен /3/:

$$\alpha_n = K_\alpha \cdot \alpha_{pk} + K_M \cdot M_P + K_X \cdot x + K_Y \cdot y + K_Z \cdot z + K_\beta \cdot \beta + K_\gamma \cdot \gamma + K_\varphi \cdot \varphi; \quad (1)$$

где α_{pk} - угол поворота рулевого колеса; K_α - коэффициент, соответствующий передаточному числу механизмов между валом рулевого колеса и поворотным кулаком от положения рулевого управления, соответствующего прямолинейному движению; M_P - крутящий момент на валу рулевого колеса; K_M - коэффициент, определяющий податливость деталей при передаче крутящего момента от рулевого до управляемого колеса; x, y, z - линейные смещения управляемой оси в продольном, поперечном и вертикальном направлениях; β, γ и φ - углы поворота управляемой оси в трех взаимно перпендикулярных плоскостях, лежащих на осях системы координат OXYZ; $K_X, K_Y, K_Z, K_\beta, K_\gamma, K_\varphi$ - коэффициенты пропорциональности. Угол поворота правого колеса определен параметрами рулевой трапеции в зависимости от угла поворота левого колеса.

Из восьми слагаемых в правой части только одно из них - $K_\alpha \cdot \alpha_{pk}$ - является известным конструктивным параметром, он оказывает наибольшее влияние и обычно применяется при расчетах. Однако при движении по неровной опорной поверхности, когда возрастают линейные и угловые колебания, увеличивается и влияние остальных слагаемых. Большое значение при этом имеет и конструкция рулевого управления.

Расположим подвижную систему координат OXYZ, жестко связанную с рамой мобильной машины, таким образом, чтобы ее начало, точка O располагалась в центре передней оси, находящейся в положении равновесия при номинальной нагрузке. Ось OX направлена вперед по ходу движения, ось OY - вправо, а ось OZ - вертикально вниз.

Считаем, что составляющие отклонения центра передней оси из положения равновесия определяются значением x - вдоль оси OX, y - вдоль оси OY и z - вдоль оси OZ. Соответственно и угловые отклонения будут определены как β, γ и φ относительно осей OX, OY и OZ.

Также для положения равновесия передней оси обозначим координаты в принятой системе координат для точки A, расположенной на центре оси левого шкворня как x_a, y_a, z_a и для точки B - центра шарового шарнира поворотного рычага: x_b, y_b, z_b , а также для точки C - центра шарового шарнира рулевой сошки: x_c, y_c, z_c .

Если передняя ось получит некоторое отклонение из положения равновесия, при отсутствии поворота рулевого колеса, то произойдет перемещение точки B, определяемое из соотношения изменения координат в системе OXYZ:

$$\begin{aligned} x_b + \gamma \cdot z_b - \varphi \cdot y_b; \\ y_b + \varphi \cdot x_b - \beta \cdot z_b; \\ z_b + \beta \cdot y_b - \gamma \cdot x_b. \end{aligned}$$

Если в рулевом управлении возникнет управляющее воздействие α_n , то поворот левого управляемого колеса, соответствует смещению точки B:

$$\begin{aligned} -\alpha_n \cdot (y_b - y_a); \\ \alpha_n \cdot (x_b - x_a); \\ 0. \end{aligned}$$

При допущении, что ось шкворня расположена вертикально, суммарное смещение точки B определится:

$$\begin{aligned} x + \gamma \cdot z_b - \varphi \cdot y_b - \alpha_n \cdot (y_b - y_a); \\ y + \varphi \cdot x_b - \beta \cdot z_b + \alpha_n \cdot (x_b - x_a); \\ z + \beta \cdot y_b - \gamma \cdot x_b. \end{aligned}$$

Так как точка C остается неподвижной относительно рамы, поскольку рулевой механизм установлен на раме, то при наличии жесткой связи при помощи продольной тяги и шаровых шарниров расстояние между точками B и C измениться не может. Поэтому при этом происходит поворот левого управляемого колеса. С учетом длины продольной тяги, равной BC, получим:

$$BC^2 = (x_c - x_b)^2 + (y_c - y_b)^2 + (z_c - z_b)^2.$$

В результате получим соотношение координат при перемещениях:

$$\begin{aligned} (x_c - (x_b + x + \gamma \cdot z_b - \varphi \cdot y_b - \alpha_n \cdot (y_b - y_a)))^2 + (y_c - (y_b + \\ + y + \varphi \cdot x_b - \beta \cdot z_b + \alpha_n \cdot (x_b - x_a)))^2 + (z_c - (z_b + z + \\ + \beta \cdot y_b - \gamma \cdot x_b))^2 = (x_c - x_b)^2 + (y_c - y_b)^2 + (z_c - z_b)^2. \end{aligned}$$

Сохраняя для упрощения величины только первого порядка, получим:

$$\begin{aligned} (x_c - x_b) \cdot (x + \gamma \cdot z_b - \alpha_n \cdot (y_b - y_a)) + (y_c - y_b) \cdot (y + \\ + \varphi \cdot x_b - \beta \cdot z_b + \alpha_n \cdot (x_b - x_a)) + (z_c - z_b) \cdot (z + \\ + \beta \cdot y_b - \gamma \cdot x_b) = 0. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} (x_c - x_b) \cdot (x + \gamma \cdot z_b + \varphi \cdot y_b) + (y_c - y_b) \cdot (y + \\ + \varphi \cdot x_b - \beta \cdot z_b) + (y_c - y_b) \cdot (z + \beta \cdot y_b - \gamma \cdot x_b) = \\ = \alpha_n \cdot ((y_b - y_a) \cdot (x_c - x_b) + (x_b - x_a) \cdot (y_b - y_c)) = G \cdot \alpha_n, \end{aligned}$$

где $G = ((y_b - y_a) \cdot (x_c - x_b) + (x_b - x_a) \cdot (y_b - y_c))$. Уравнение(1) может быть записано в следующем виде:

$$\alpha_n = K_X \cdot x + K_Y \cdot y + K_Z \cdot z + K_\beta \cdot \beta + K_\gamma \cdot \gamma + K_\varphi \cdot \varphi,$$

$$\text{где } K_X = (x_c - x_b)/G;$$

$$K_Y = (y_c - y_b)/G;$$

$$K_Z = (z_c - z_b)/G;$$

$$K_\beta = (y_b \cdot (z_c - z_b) - z_b \cdot (y_c - y_b))/G;$$

$$K_\gamma = (z_b \cdot (x_c - x_b) - x_b \cdot (z_c - z_b))/G;$$

$$K_\varphi = (x_b \cdot (y_c - y_b) - y_b \cdot (x_c - x_b))/G.$$

Если кроме указанных перемещений будет произведен поворот рулевого колеса на

угол $\alpha_{рк}$, то точка С получит перемещение, изменяющее суммарный угол поворота левого управляемого колеса на величину $K_{\alpha} \cdot \alpha_{рк}$. Податливость деталей между рулевым колесом и левым управляемым колесом K_M при действии крутящего момента M_P вызывает дополнительный поворот управляемого колеса. В результате может быть получена сумма, соответствующая уравнению (1).

Полученные зависимости применительно в большей степени к статическому состоянию рулевого управления: не учитываются инерционные силы и моменты, характеристика податливости деталей принята линейной, передаточное число рулевого механизма считается постоянным, не учитываются зазоры в соединениях деталей рулевого управления. Однако при движении, близкому к прямолинейному, характерному для мобильных машин на транспорте и в сельскохозяйственном производстве, принятые допущения можно считать приемлемыми [3, 4]. В этом случае величина крутящего момента M_P на валу рулевого колеса невелика и влияние его на поворот управляемого колеса незначительно.

Для проведения расчетов были определены кинематические параметры рулевого привода двух мобильных машин с зависимой подвеской передней управляемой оси.

Кинематические параметры рулевого управления мобильных машин:

Автомобиль КамАЗ-5320

1. Ось шкворня

$x_a = 0$ мм; $y_a = - 870$ мм; $z_a = - 190$ мм.

2. Шаровой шарнир поворотного рычага

$x_b = - 40$ мм; $y_b = - 660$ мм; $z_b = - 125$ мм.

3. Шаровой шарнир рулевой сошки

$x_c = 670$ мм; $y_c = - 530$ мм; $z_c = - 185$ мм.

Получим $G = 154300$ мм²

Тягач FORD-9000

1. Ось шкворня

$x_a = 0$ мм; $y_a = - 864$ мм; $z_a = 152$ мм.

2. Шаровой шарнир поворотного рычага

$x_b = 125$ мм; $y_b = - 610$ мм; $z_b = - 171$ мм.

3. Шаровой шарнир рулевой сошки

$x_c = 483$ мм; $y_c = - 610$ мм; $z_c = - 241$ мм.

Получим $G = 116000$ мм²

Для небольших перемещений от положения прямолинейного движения:

КамАЗ-5320

FORD - 9000

$K_x = 0,264$ °/мм

$0,226$ °/мм

$K_y = 0$ °/мм

0 °/мм

$K_z = 0,000389$ °/мм

$- 0,0345$ °/мм

$K_{\beta} = 0,346$

$0,367$

$K_{\gamma} = - 0,591$

$- 0,660$

$K_{\varphi} = 3,01$

$2,4$

Величины линейных и угловых отклонений передней оси будут зависеть от кинематики передней подвески, определяемой конструкцией и размерами. При переезде через неровности опорной поверхности передняя ось отклоняется от положения равновесия, получает линейные и угловые отклонения, что ведет к самопроизвольному повороту управляемых колес и ухудшает устойчивость движения. Для уменьшения влияния указанного эффекта следует выбирать конструкции подвесок и рулевого привода, обеспечивающие минимальные значения коэффициентов пропорциональности, что не всегда возможно из-за компоновочных требований.

Для неуправляемых осей с зависимой подвеской угловые отклонения колес будут соответствовать углам отклонения осей [5].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Автомобиль: Основы конструкции/ Учебник для вузов / Н.Н. Вишняков и др. - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1986. - 304 с.

2. Раймпель, Й. Шасси автомобиля: Рулевое управление/ Й. Раймпель / Пер. с нем. В.Н. Пальянова; под ред. А.А. Гальбрейхера. - М.: Машиностроение, 1987. - 232 с.

3. Truck Steering Performance Tests - MVMA Project № 1.51. Detroit, 1979. - 13 p.

4. Пархиловский, И.Г. Автомобильные листовые рессоры / И.Г. Пархиловский. - М.: Машиностроение, 1978. - 232 с.

5. Павлюк, А.С. Влияние неровностей опорной поверхности на изменение положения управляемых колес мобильной машины/ А.С. Павлюк, С.В. Сафронов // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. – 2012.- № 6 (92). С. 95-99.

Павлюк А. С., д.т.н., профессор, тел. 29-07-91

e-mail: pavlukas@mail.ru

Сафронов С.В., аспирант, тел. 29-08-90

ФГБОУ ВПО «Алтайский государственный технический университет имени И.И. Ползунова», кафедра «Автомобили и автомобильное хозяйство»