

К РАСЧЕТУ ПРИВЕДЕННОЙ УПРУГОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ НЕЗАВИСИМОЙ ГИДРОПНЕВМАТИЧЕСКОЙ РЫЧАЖНО- СВЕЧНОЙ ПОДВЕСКИ

Независимая пружинная рычажно-свечная подвеска, известная в литературе как подвеска "Mc-Pherson", нашла широкое распространение прежде всего в легковом автомобилестроении [1]. Обладая рядом преимуществ по сравнению с другими типами независимых подвесок (малый радиус поворота, простота конструкции и др.), данная конструкция находит в последнее время все более широкое применение для грузовых автомобилей большой грузоподъемности.

Известна конструкция гидропневматической независимой рычажно-свечной передней подвески, используемая японской фирмой "Komatsu" на автомобилях грузоподъемностью 500—1000 кН. Ведется разработка такого же типа передней подвески для автомобилей БелАЗ, в связи с чем представляет значительный интерес анализ кинематики и силового взаимодействия отдельных элементов подвески, прежде всего с точки зрения нагруженности ее элементов, обеспечения плавности хода и устойчивости автомобилей.

На рис. 1 представлена расчетная схема подвески с указанием основных размеров и углов установки. Подвеска состоит из гидропневматического цилиндра 3 со штоком 4, установленного под углом δ_0 в поперечной плоскости. К гидропневматическому цилиндру жестко крепится колесо 1, которое при повороте может вращаться вокруг оси цилиндра подвески и перемещаться в вертикальной плоскости. Верхняя часть подвески в точке А крепится к кузову непосредственно штоком, а нижняя часть цилиндра крепится к кузову в точке D с помощью вильчатого рычага на шарнирах. В положении статического равновесия для снаряженного состояния автомобиля параметры установки подвески имеют индекс "0", для груженого состояния — "1", а текущие значения параметров индексов не имеют. Реакция со стороны дороги на колесо обозначена N , вес неподрессоренной массы — u .

При увеличении статической нагрузки на подвеску автомобиля в $n = G_1/G_0$ раз появляется статический прогиб подвески, который при известных параметрах подвески для снаряженного автомобиля может быть вычислен аналитически [2]. Поэтому при анализе грузов в элементах подвески и ее кинематики рассматривается груженое состояние автомобиля при заданном перемещении колеса Δ в вертикальной плоскости. Для анализа параметров подвески в снаряженном состоянии используются все выражения, полученные для груженого состояния при условии, что $n = 1$.

Из условия равновесия цилиндра подвески вместе со штоком можно записать:

$$N = [b / (c + a)],$$

где $b = R_0 + d \operatorname{tg} \delta$; $N = N' - u$; $a = 0 + \Delta_{\text{ц}} - \Delta_{\text{ц.ст}}$.

Из уравнений статического равновесия подвески получим следующие выражения для составляющих реакций:

$$A_y = N [\cos \delta + \operatorname{tg} (\beta_1 + \varphi + \delta) (b / (c + a) + \sin \delta)];$$

$$A_x = Nb / (c + a);$$

$$B_x = N (b / (c + a) + \sin \delta);$$

$$B_y = N (b / (c + a) + \sin \delta) \operatorname{tg} (\beta_1 + \varphi + \delta).$$

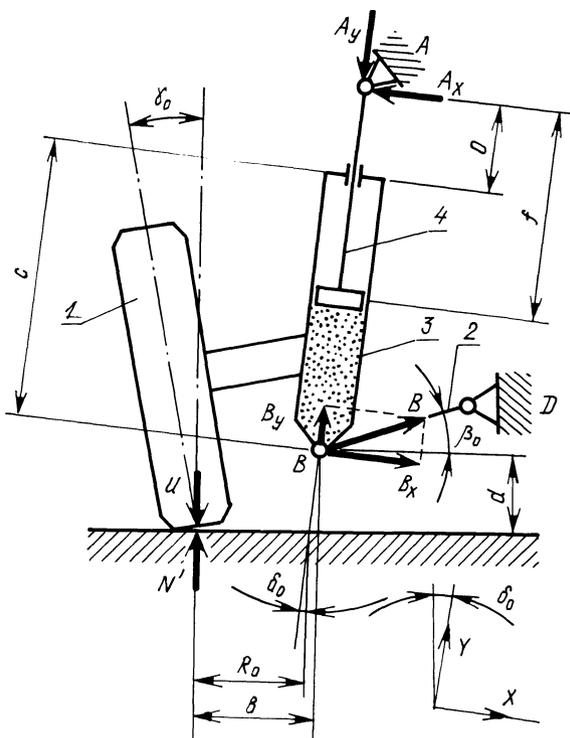


Рис. 1. Схема рычажно-свечной подвески.

Для определения приведенной упругой характеристики необходимо спроектировать составляющие реакций в точках крепления подвески к кузову на вертикальную ось, сумма которых и даст значение приведенной упругой силы, действующей на кузов при вертикальном перемещении колеса. Выражение приведенной упругой характеристики имеет вид

$$Q(\Delta) = A_y \left[\cos \delta - \frac{A}{E} \sin \delta - \frac{\sqrt{P^2 + c^2}}{E} \sin(\beta_1 + \varphi) \right],$$

где

$$A = b / (c + a);$$

$$P = A + \sin \delta; \quad (1)$$

$$c = P \operatorname{tg}(\beta_1 + \varphi + \delta);$$

$$E = c + \cos \delta; \quad (2)$$

$$A_y = A_{y0} \frac{h_0 [1 - \delta(n)]}{h_0 [1 - \delta(n)] + \Delta_{\text{ц}}}, \quad (3)$$

где h_0 — приведенная высота столба газа в гидропневматическом цилиндре; $\delta(n)$ — относительный статический прогиб, измеренный по оси цилиндра подвески; $\Delta_{\text{ц}}$ — ход штока гидропневматического цилиндра.

В выражении (3) величина A_{y0} представляет собой значение статической нагрузки, действующей по оси цилиндра в положении статического равновесия для груженого автомобиля, которая имеет вид

$$A_{y0} = \frac{M_{01} \operatorname{ng}}{2} \left[\cos \delta_1 + \sqrt{P_1^2 + c_1^2} \sin(\beta_1 + \delta_1) \right],$$

где $M_{01} g$ — вес поддресоренной массы, приходящейся на ось.

Значения коэффициентов P_1 и c_1 получаются из выражений (1) и (2) при значениях $\varphi = \varphi_1$, $\delta = \delta_1$ и $\Delta_{\text{ц}} = 0$.

Следует отметить, что для расчета плавности хода автомобилей на основе пространственных расчетных схем необходимо рассматривать отдельно вертикальные составляющие сил, действующих на кузов в точках А и D, так как, во-первых, они действуют на разных расстояниях от продольной плоскости автомобиля и, во-вторых, при наличии поперечных угловых колебаний кузова точки А и D в вертикальной плоскости будут перемещаться на разные расстояния. Указанные составляющие нетрудно выделить из полученного выражения для упругой характеристики:

$$Q_A(\Delta) = A_y \left(\cos \delta - \frac{A}{E} \sin \delta \right);$$

$$Q_D(\Delta) = -A_y \frac{\sqrt{P^2 + c^2}}{E} \sin(\beta_1 + \varphi).$$

Угол поворота нижнего рычага подвески в этом случае необходимо вычислить по формуле

$$\varphi' = \arcsin \left(\frac{\Delta_{BD}}{r} + \sin \beta_1 \right) - \beta_1,$$

$$\delta(n) = \frac{\Delta_{ц.ст}}{l_0} = 1 - \frac{\cos \delta_1}{n \cos \delta_0};$$

б) приведенная высота столба газа в гидропневматическом цилиндре

$$l_1 = l_0 \frac{\cos \delta_1}{n \cos \delta_0};$$

в) статическое изменение угла наклона нижнего рычага подвески $\varphi_{ст}$ определится из трансцендентного уравнения вида

$$\delta(n)l_0 = L_0 - \sqrt{L_0^2 + (2r \operatorname{tg} \frac{\varphi_{ст}}{2})^2 + 4r L_0 \operatorname{tg} \frac{\varphi_{ст}}{2} \cos(\delta_0 + \beta_0 + \frac{\varphi_{ст}}{2})};$$

г) вертикальное перемещение вниз подрессоренной массы относительно оси колеса

$$\Delta_{ц.ст} = 2r \operatorname{tg} \frac{\varphi_{ст}}{2} \cos(\beta_0 + \frac{\varphi_{ст}}{2});$$

д) угол наклона цилиндра подвески в поперечной плоскости

$$\delta_1 = \operatorname{arctg} \frac{L_0 \sin \delta_0 - \Delta_{ц.ст} \operatorname{tg}(\beta_0 + \frac{\varphi_{ст}}{2})}{L_0 \cos \delta_0 + \Delta_{ц.ст}}$$

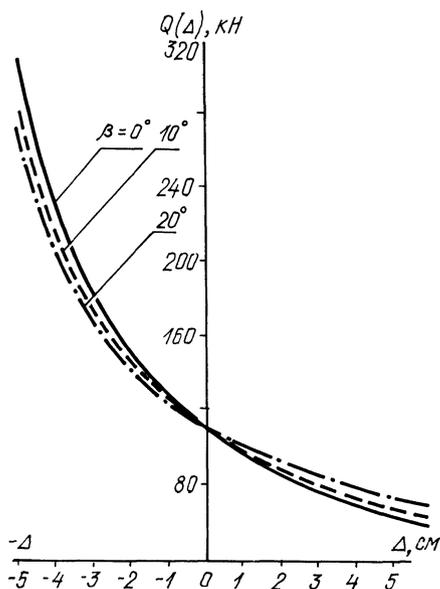


График приведенной упругой характеристики передней подвески проектируемого автомобиля БелАЗ грузоподъемностью 450 кН представлен на рис. 3. При построении этого графика предполагалось, что подрессоренная масса остается неподвижной, а колеса перемещаются в вертикальной плоскости.

Из графика видно, что упругая характеристика зависит не только от приведенной величины столба газа в цилиндре подвески, но

Рис. 3. Приведенная упругая характеристика рычажно-свечной подвески ($l_0 = 0,15$ м, $\delta_0 = 5^\circ$).

и от геометрических параметров подвески. Например, с увеличением угла наклона нижнего рычага подвески β_0 жесткость подвески уменьшается.

ЛИТЕРАТУРА

1. Reimpell J. Fahrwerktechnik, Bd 2, Vogel-Verlag, 1970. 2. Shurawlew S., Springer H. Berechnung der Eigenfrequenzen hydropneumatisch gefederter Fahrzeuge. — Automobil-Industrie, 2/78, S. 54—61.

УДК 629.114.2.073.386

А.Ф. АНДРЕЕВ, канд.техн.наук (БПИ)

ТЯГОВЫЕ СВОЙСТВА МНОГООСНОГО ТРАКТОРА

Одним из направлений поисково-перспективных работ в тракторостроении является использование тяговых свойств колесных тракторов с числом ведущих осей более двух [1, 2]. В статье излагаются общие принципы тягового расчета многоосного трактора. Для удобства расчета в работе рассматривается эквивалентная схема трактора, в которой два колеса каждого моста с межколесным дифференциальным приводом заменены одним условным средним колесом, радиус качения которого в ведомом режиме определяется по формуле [3]

$$r_i = \frac{2 r_{iп} r_{iл}}{r_{iп} + r_{iл}},$$

где $r_{iп}$ и $r_{iл}$ — радиусы качения в ведомом режиме левого и правого колес i -го моста. В общем случае радиусы r_i не равны друг другу и передаточные числа u_i от вторичного вала коробки передач к колесам ведущих мостов различны. Это вызывает необходимость определения теоретической скорости трактора v_T как произведения угловой скорости ω вторичного вала коробки передач на приведенный кинематический параметр R_T : $v_T = \omega R_T$ [2].

Действительная скорость трактора v меньше v_T из-за потери на буксование движителей. Обозначая относительную потерю скорости трактора символом δ_T , можем записать $v = \omega R_T (1 - \delta_T)$.

Относительная потеря скорости средним колесом i -го моста характеризуется коэффициентом буксования δ_i :

$$\delta_i = 1 - R_T (1 - \delta_T) \frac{u_i}{r_i}. \quad (1)$$

Из этой формулы видно, что при $\delta_T = 0$ и $R_T \neq \frac{r_i}{u_i}$ существует некоторое буксование колес