

ными по величине. Следовательно, при такой вязкости не происходит перемещения слоев жидкости относительно друг друга и она будет вести себя как твердый груз.

На основе проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

1. При действии поворачивающего момента автомобильные цистерны по сравнению с грузовыми автомобилями имеют худшую устойчивость при заносе: большее ускорение, угловую скорость и угол поворота относительно вертикальной оси. Это создает условия для большей вероятности потери управления автоцистерны при заносе по сравнению с грузовым автомобилем.

2. Величина поворачивающего момента влияет на устойчивость автомобиля при заносе. С возрастанием поворачивающего момента угол поворота автомобильной цистерны растет быстрее, чем у грузового автомобиля. Это обстоятельство необходимо учитывать при установлении предельно допустимой разницы тормозных сил на колесах автоцистерны.

3. При оценке устойчивости автоцистерны против заноса следует учитывать вязкость жидкого груза. С уменьшением вязкости жидкости угловое ускорение и угловая скорость поворота увеличиваются.

### Литература

1. Кулаковский Б.Л. Определение смещения центра тяжести жидкости в автомобильной цистерне прямоугольной формы. — В сб.: Новая техника и прогрессивная технология на автомобильном транспорте. Минск, 1979, с. 129–138.

УДК 629.113.012

А.М.Сапелкин, инж.; А.Л.Шапошник, инж.  
(БПИ)

### О ВЫБОРЕ ЗНАЧЕНИЙ НЕКОТОРЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПОДВЕСКИ ТИПА "КАЧАЮЩАЯСЯ СВЕЧА" С ГИДРОПНЕВМАТИЧЕСКИМ УПРУГИМ ЭЛЕМЕНТОМ

Подвеска типа "качающаяся свеча" приобретает все большую популярность среди конструкторов. Это обусловлено наличием ряда присущих ей довольно существенных положительных свойств, в частности, простотой конструкции, относительно малым весом неподрессоренных масс, определенными достоинствами кинематических характеристик работы и др.

Известны исследования [1, 2], в которых рассматривались подвески Mc Pherson легковых автомобилей, причем упругим элементом в них является спиральная пружина. Управляемые колеса при использовании классической схемы подвески поворачиваются вокруг линии, соединяющей центры верхней опоры амортизационной стойки и шарового шарнира нижнего поперечного рычага. При установке же подобного направляющего устройства на грузовые автомобили высокой проходимости, оснащенные широкопрофиль-

ными шинами большого диаметра, целесообразно сохранять в конструкции поворотный шкворень, позволяющий наряду с поддержанием постоянства плеча обкатки колеса отдалить последнее от амортизационной стойки.

На рис. 1, а представлена схема подвески такого типа. В качестве упруго-элемента предполагается гидропневматическая рессора. Учитывая, что углы продольного наклона стойки в большинстве современных конструкций близки к нулю, можно отметить, что использование плоской схемы не влечет за собой появления значительных ошибок принципиального характера, позволяя в то же время упростить математические зависимости.

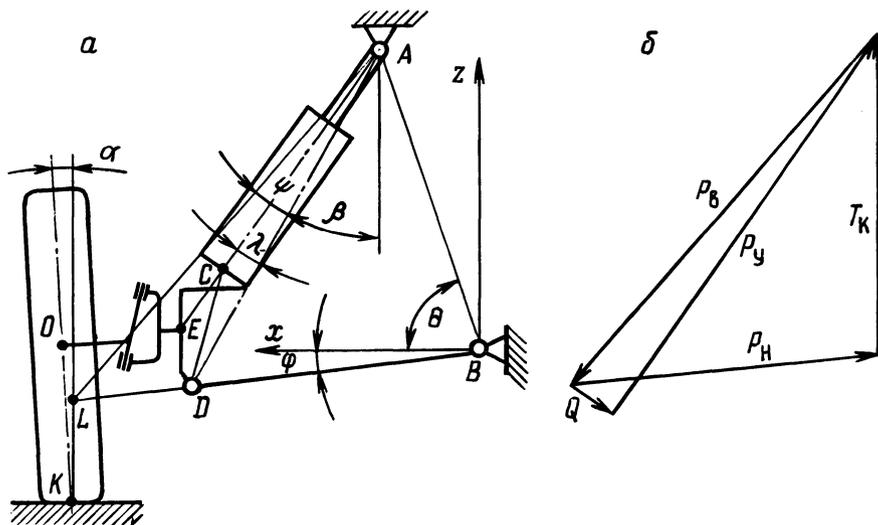


Рис. 1. Схема подвески типа "качающаяся свеча" (а) и особенности ее нагружения (б).

Приняты следующие обозначения:

$$AB = d; \quad BD = R; \quad AD = a; \quad CD = k; \quad CE = c; \quad OE = b; \quad AC = h; \quad OK = r.$$

Рассматривая геометрию подвески, можно записать ряд формул для расчета кинематики.

В частности из  $\triangle ABD$

$$a = \sqrt{d^2 + R^2 - 2dR \cos(\theta - \varphi)}.$$

Очевидно, что

$$\beta = \arcsin \left( \frac{R \cos \varphi - d \cos \theta}{a} \right).$$

Из  $\triangle ACD$  по теореме синусов

$$\lambda = \arcsin \left( \frac{k}{a} \sin \gamma \right).$$

## Изменение угла развала колес

$$\Delta\alpha = \Delta\beta + \Delta\lambda.$$

Длина упругого элемента

$$h = \sqrt{a^2 + k^2 - 2ak \cos(180^\circ - \gamma - \lambda)}.$$

Координаты центра колеса (точки O) могут быть рассчитаны следующим образом:

$$x_O = d \cos \theta + (h + c) \sin(\beta + \lambda) + b \cos \alpha;$$

$$z_O = d \sin \theta - (h + c) \cos(\beta + \lambda) + b \sin \alpha,$$

а координаты точки контакта колеса с опорной поверхностью

$$x_K = x_O + r \sin \alpha;$$

$$z_K = z_O - r \cos \alpha.$$

Из многоугольника сил (рис. 1,б)

$$Q = R_y \operatorname{tg}(\psi - \lambda); \quad (1)$$

$$P_B = \frac{P_y}{\cos(\psi - \lambda)}; \quad (2)$$

$$P_H = P_B \frac{\sin(\psi + \beta)}{\cos \varphi}; \quad (3)$$

$$T_K = P_B \cos(\psi + \beta) + P_H \sin \varphi, \quad (4)$$

где  $T_K$  — вертикальная нагрузка, приходящаяся на подвеску;  $P_H$  — сила, действующая на рычаг подвески;  $P_y$  — усилие, направленное вдоль оси упругого элемента;  $Q$  — поперечная нагрузка на верхнюю опору амортизационной стойки.

Подставляя выражения (1) — (3) в (4), получим зависимость, связывающую силы  $T_K$  и  $P_y$ :

$$T_K = P_y \frac{\cos(\psi + \beta) + \operatorname{tg} \varphi \sin(\psi + \beta)}{\cos(\psi - \lambda)},$$

где  $\psi$  — угол, характеризующий отклонение направления силы от линии AD подвески:

$$\psi = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \left( \frac{x_K - d \cos \theta}{d \sin \theta - x_K \operatorname{tg} \varphi} \right) - \beta.$$

Сила  $P_y$  для гидропневматического упругого элемента без противодействия [4]

$$P_y = P_{y0} \left( \frac{l_0}{l_0 + \Delta h} \right)^\varkappa.$$

В данном случае  $l_0$  — параметр, характеризующий объем газа в рабочей полости упругого элемента;  $\Delta h = h - h_0$  — деформация упругого элемента;  $\varkappa$  — показатель политропы;  $P_{y0}$  — усилие сжатия упругого элемента в статическом положении подвески.

На основании представленных выше зависимостей составлена программа расчета кинематических характеристик подвески и нагруженности ее деталей. Исходные данные к расчету соответствовали автомобилю высокой проходимости, имеющему широкопрофильные шины; нагрузка на подвеску составляла 50–60 кН.

Для оценки влияния отдельных конструктивных особенностей возможных вариантов подвески на ее рабочие показатели угол наклона нижнего рычага в статическом положении  $\varphi_0$  принимался в пределах  $-8,88 - 1,12^\circ$ ; угол  $\beta_0$  задавался равным 6,8 и  $10^\circ$ , а угол  $\lambda_0$  — 4,0 и  $-4^\circ$ .

Наибольший интерес в области кинематических характеристик подвески вызывают изменение угла развала колеса и максимальная величина горизонтального перемещения точки контакта последнего с опорной поверхностью на ходе сжатия, так как именно они являются определяющими факторами интенсивности износа шин.

Как явствует из рис. 2,а уменьшение величины угла наклона нижнего рычага в начальном положении  $\varphi_0$  приводит к некоторому снижению  $\Delta\alpha_{\max}$  (в поле положительных значений). Однако по достижении определенной величины  $\varphi_0$ , различной для каждого  $\beta_0$ , кривые  $\Delta\alpha = f(\Delta z_K)$  пересекают ось аргумента и оканчиваются отрицательными значениями. Таким образом, наиболее удачными сочетаниями с точки зрения минимума изменения угла развала будут:  $\beta_0 = 10^\circ, \varphi_0 = 0,5^\circ$ ;  $\beta_0 = 8^\circ, \varphi_0 = -1,3^\circ$ ;  $\beta_0 = 6^\circ, \varphi_0 = -3^\circ$ .

Наличие отклонения оси упругого элемента от линии AD заметно влияет на величину  $\Delta\alpha_{\max}$  (рис. 2,б), причем уменьшение последней вызывается приданием углу  $\lambda_0$  отрицательных значений, что особенно целесообразно при  $\beta_0 = 10^\circ$ .

Зависимость горизонтальных перемещений точки контакта колеса с опорной поверхностью от углов  $\beta_0$  и  $\varphi_0$  выглядит иначе, чем для  $\Delta\alpha_{\max}$  (рис. 2,в). Лишь при  $\varphi_0 = -8 - 5^\circ$  значения  $\Delta x_{\max}$  являются наименьшими и практически не зависят от  $\beta_0$ . Положительное смещение оси стойки ( $\lambda_0 > 0$ ) дает возможность в определенной мере уменьшить  $\Delta x_{\max}$ .

Из нагрузочных характеристик работы подвески немаловажное значение имеет величина максимальной поперечной нагрузки на верхнюю опору стойки  $Q_{\max}$ , влияющая на долговечность упругого элемента.

В наибольшей степени  $Q_{\max}$  зависит от угла  $\varphi_0$ , снижение которого с  $+1,12^\circ$  до  $-9^\circ$  уменьшает величину  $Q_{\max}$  с 95 кН до 75 кН, т.е. на 16%. Рост угла  $\lambda_0$  и уменьшение  $\beta_0$  также снижают величину  $Q_{\max}$ ; однако их влияние практически не ощутимо. Так, при увеличении  $\lambda_0$  от  $-4^\circ$  до  $+4^\circ$  или уменьшении угла  $\beta_0$  с  $10^\circ$  до  $6^\circ$   $Q_{\max}$  снижается не более чем на 4–5%.

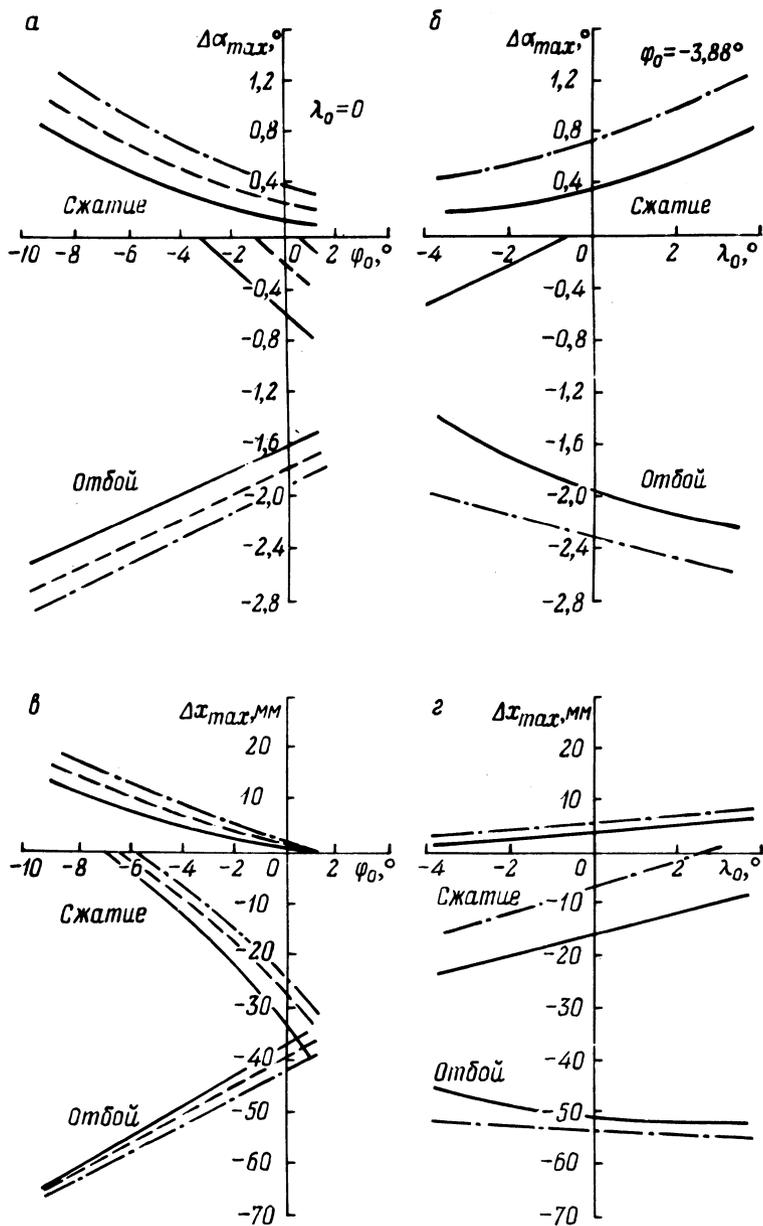


Рис. 2. Влияние значений углов  $\varphi_0$ ,  $\beta_0$  и  $\lambda_0$  на кинематические характеристики подвески:

—  $\beta_0 = 6^\circ$ ; ---  $\beta_0 = 8^\circ$ ; -·-·-  $\beta_0 = 10^\circ$ .

Подводя итог анализу выявленных зависимостей, можно отметить, что наиболее удачными рабочими характеристиками обладает вариант с начальными параметрами  $\varphi_0 = -3^\circ - 4^\circ$ ,  $\beta_0 = 10^\circ$ ,  $\lambda_0 = 4^\circ$ .

В заключение хотелось бы выразить надежду, что предложенный математический аппарат окажется полезным в исследовательской практике, а полученные результаты — в проектной работе для выбора и обоснования значений параметров подвески рассмотренного типа.

### Литература

1. Златовратский О.Д. Передние подвески типа "качающаяся свеча" на автомобилях класса 1000–2000 см<sup>3</sup>. — М., 1967, с. 54. 2. Успенский И.Н., Мельников А.А. Проектирование подвески автомобиля. — М., 1972, с. 162. 3. Певзнер Я.М., Горелик А.М. Пневматические и гидропневматические подвески. — М., 1963, с. 320.

УДК 629.113

Л.И.Офенгейм, канд.техн.наук, П.В.Кислейко, инж.,  
В.И.Поляков, инж., И.В.Каноник, канд.техн.наук, (НАМИ),  
Б.Б.Назаров, инж., В.Г.Оганов, инж. (МеМЗ)

### ИССЛЕДОВАНИЕ НАГРУЗОЧНОГО РЕЖИМА ТРАНСМИССИИ ПЕРЕДНЕПРИВОДНОГО ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ В РАЗЛИЧНЫХ ДОРОЖНЫХ УСЛОВИЯХ

В настоящее время отечественная автомобильная промышленность готовится к выпуску переднеприводных легковых автомобилей. В отличие от автомобилей с приводом на заднюю ось такие автомобили не имеют карданного вала. Это существенно изменяет параметры динамической схемы автомобиля и влияет на величину динамических нагрузок и параметры нагрузочного режима трансмиссии. В данной статье приведены результаты экспериментальных исследований нагрузочных режимов трансмиссии переднеприводного легкового микролитражного автомобиля общей массой 1030 кг в различных дорожных условиях.

Испытания автомобиля проводились на асфальтированном шоссе равнинной, холмистой и горной местностей, на бульжном шоссе, на профилированной и непрофилированной грунтовых дорогах, а также в условиях городского движения. В ходе испытаний регистрировались следующие процессы: крутящий момент на полуоси ведущего моста  $M$ ; пройденный путь  $S$ ; время движения  $t$ ; включенная передача в коробке передач. Регистрация исследуемых процессов велась непрерывно во время движения. Полученные осциллограммы с записью перечисленных выше процессов дают возможность получить параметры нагрузочного режима трансмиссии для расчета подшипников и зубчатых колес на долговечность и динамическую прочность.

Согласно принятым методикам расчета долговечности зубчатых колес и подшипников качения автомобиля, основными исходными параметрами нагрузочного режима являются: