

Табл. 1. Параметры подвески СУ автомобиля

Вариант	$c_{X'}$ кН/м	$c_{Y'}$ кН/м	$c_{Z'}$ кН/м	Опоры 1, 2			Опоры 3, 4			$f_{\min}$ Гц	$f_{\max}$ Гц	$P_{и}$ Вт
				$X,$ мм	$Y,$ мм	$Z,$ мм	$X,$ мм	$Y,$ мм	$Z,$ мм			
Базовый	1950	1950	11140	726	+265	-213	-29	+265	-213	4,6	22,5	0,501
Предлагаемый	2470	1080	2760	725	+265	-210	-725	+265	-210	6,25	10,0	0,334

щих сил первого порядка (от дисбаланса вращающихся масс дизеля) лежат в пределах 13,3...26,6 Гц, а от дисбаланса карданных валов, передающих крутящий момент от согласующего редуктора к ГМП, — 20,5...41 Гц. В табл. 1 приведены оптимальные параметры подвески СУ многоприводного автомобиля (см. рис. 1), полученные расчетом, и параметры существующего варианта подвески [2].

Использование схемы подвески с оптимальными параметрами дает возможность сместить резонанс СУ в зону нерабочих частот вращения двигателя и этим снизить уровень вибрации автомобиля на частотах первого порядка.

Предложенная методика поиска оптимальных параметров подвески позволяет сократить трудоемкость расчета, рассмотреть на стадии проектирования несколько вариантов подвески и реализовать наиболее удобную компоновочную схему, обеспечивающую получение необходимого спектра собственных частот колебаний СУ.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Колебания силового агрегата автомобиля / В.Е. Тольский, Л.В. Корчемный, Г.В. Латышев, Л.М. Минкин. — М., 1976. — 264 с. 2. Железко Б.Е., Сукоконкин В.Н. Определение вибрационной мощности, излучаемой силовой установкой в раму автомобиля // Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов. — Минск, 1986. — Вып. 1. — С. 78–82. 3. Железко Б.Е., Сукоконкин В.Н., Рейзин Е.М. Проектирование виброизолирующей подвески силовой установки автомобиля большой грузоподъемности с заданным спектром частот ее собственных колебаний // Тез. докл. научно-техн. конф. БелАвтоМАЗ. — Минск, 1987. — С. 92–93. 4. Оптимизация спектра собственных частот колебаний силовых установок автомобилей БелАЗ с двигателями У-6-90° / Е.И. Слоущер, В.Е. Тольский, З.В. Босякова, Т.А. Вайтеховская // Двигателестроение. — 1986. — № 1. — С. 44–46. 5. Карманов В.Г. Математическое программирование. — М., 1975. — 285 с.

УДК 629.113.012.83

С.С. ЖУРАВЛЕВ

### МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЗАВИСИМОЙ ГИДРОПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ПОДВЕСКИ АВТОМОБИЛЯ

Зависимые гидропневматические подвески находят широкое применение в системах подрессоривания современных карьерных автомобилей-самосвалов большой и особо большой грузоподъемности. Практически на всех карьер-

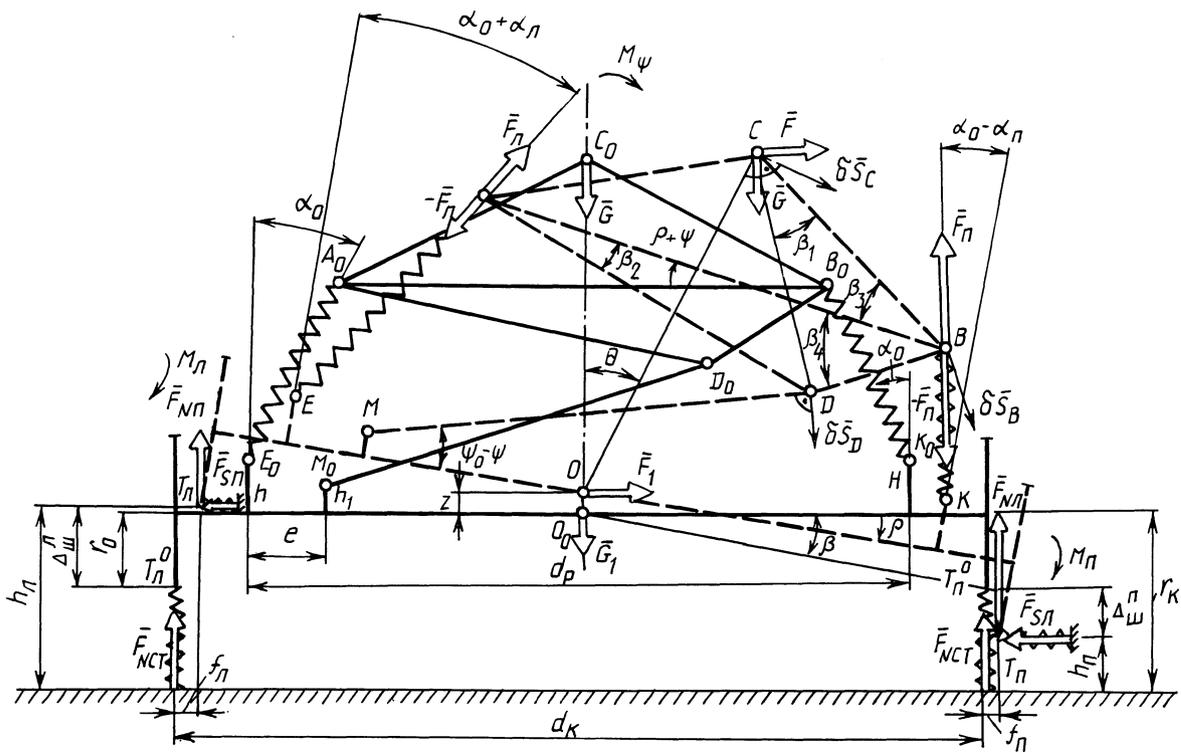


Рис. 1. Расчетная схема подвески

ных большегрузных автомобилях зарубежного и отечественного производства они используются в качестве задних подвесок, а на некоторых — в качестве передних. Автоматизированное проектирование указанных подвесок предполагает широкое использование метода математического моделирования, позволяющего выбрать оптимальную геометрию подвески, обеспечивающую максимальные устойчивость и плавность хода автомобиля. Целью данной работы является разработка математической модели зависимой гидропневматической подвески для исследования углов крена поддрессоренных и неподдрессоренных масс автомобиля под действием боковой силы и анализа кинематики направляющего устройства подвески в процессе крена.

Расчетная схема подвески автомобиля представлена на рис. 1, где сплошной линией обозначено положение подвески в исходном положении статического равновесия, т. е. при отсутствии действия боковой силы, а штриховой — положение подвески при действии боковых сил  $F$  и  $F_1$ , приложенных в центре тяжести поддрессоренных и неподдрессоренных масс. На рисунке  $\alpha_0, \varphi_0$  — углы наклона соответственно гидропневматических цилиндров подвески в поперечной плоскости и поперечной штанги к оси балки моста;  $\alpha_{\pi}, \alpha_{\pi}$  — углы поворота упругих элементов подвески вокруг нижней точки их крепления в процессе крена поддрессоренных масс;  $\beta, \beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4$  — постоянные углы, определяемые геометрией подвески;  $F_{\pi}, F_{\pi}$  — упругие силы в подвеске;  $F_{N_{\pi}}, F_{N_{\pi}}, F_{S_{\pi}}, F_{S_{\pi}}$  — вертикальные и боковые реакции со стороны дороги, приложенные к нижней точке обода колес;  $G, G_1$  — сила тяжести соответственно поддрессоренных и неподдрессоренных масс;  $h, h_1$  — высота крепления относительно балки моста соответственно нижнего шарнира упругого элемента подвески и шарнира поперечной штанги;  $M_{\pi}, M_{\pi}, M_{\psi}$  — моменты, возникающие от переноса сил, приложенных в точке контакта шины с дорогой, к нижней точке колеса, и внешний опрокидывающий момент. Индекс "л" обозначает левую часть расчетной схемы, "п" — правую, "0" — положение статического равновесия системы в исходном состоянии.

В качестве обобщенных координат приняты: угол крена поддрессоренной массы  $\psi$  относительно балки моста; угол поворота поперечной штанги  $\varphi$  относительно балки моста; угол наклона балки моста  $\rho$  относительно опорной поверхности и вертикальное перемещение центра тяжести балки моста  $z$ .

Для механической системы, находящейся в равновесии под действием внешних сил, на основании принципа возможных перемещений можно записать [1]:

$$Q_i = \delta A_{q_i} / (\delta q_i) = 0, \quad (1)$$

где  $\delta q_i$  — возможное перемещение механической системы;  $\delta A_{q_i}$  — работа активных сил на возможных перемещениях.

Пусть  $\delta \psi \neq 0, \delta \varphi = \delta \rho = \delta z = 0$ , тогда работа всех активных сил на данном перемещении

$$\delta A_{\psi} = \bar{F} \delta \bar{S}_C + \bar{G} \delta \bar{S}_C + \bar{F}_{\pi} \delta \bar{S}_B + \bar{F}_{\pi} \delta \bar{S}_A + M_{\psi} \delta \psi. \quad (2)$$

При этом углы между векторами перемещений и сил:

$$(\bar{F}, \delta \bar{S}_C) = \pi/2 - \beta_1 - \beta_3 - \psi - \rho; \quad (3)$$

$$(\overline{G}, \widehat{\delta \overline{S}_C}) = \pi - \beta_1 - \beta_3 - \psi - \rho; \quad (4)$$

$$(\overline{F}_\Pi, \widehat{\delta \overline{S}_B}) = \pi - \beta_4 + \psi - \alpha_\Pi + \alpha_0; \quad (5)$$

$$(\overline{F}_\Pi, \widehat{\delta \overline{S}_A}) = \beta_2 + \psi - \alpha_\Pi - \alpha_0. \quad (6)$$

Возможные перемещения точек при изменении обобщенной координаты  $\psi$ :

$$\delta S_C = \overline{CD} \delta \psi; \quad \delta S_A = \overline{AD} \delta \psi; \quad \delta S_B = \overline{BD} \delta \psi.$$

Выражение (1) с учетом выражений (2)–(6) примет следующий вид:

$$\begin{aligned} & [F \sin(\beta_1 + \beta_3 + \psi + \rho) - G \cos(\beta_1 + \beta_3 + \psi + \rho)] \overline{CD} + \\ & + F_\Pi \overline{AD} \cos(\beta_2 + \psi - \alpha_\Pi - \alpha_0) - F_\Pi \overline{BD} \cos(\beta_4 - \psi + \\ & + \alpha_\Pi - \alpha_0) + M_\psi = 0. \end{aligned} \quad (7)$$

Работа внешних сил при изменении обобщенной координаты  $\varphi$  на  $\delta\varphi$

$$\delta A_\varphi = \overline{F} \delta \overline{S}_D + \overline{G} \delta \overline{S}_D + \overline{F}_\Pi \delta \overline{S}_D + \overline{F}_\Pi \delta \overline{S}_D. \quad (8)$$

Углы между вектором перемещения точки  $D$  и векторами сил:

$$(\overline{F}, \widehat{\delta \overline{S}_D}) = \pi/2 - \varphi_0 + \varphi + \rho; \quad (9)$$

$$(\overline{G}, \widehat{\delta \overline{S}_D}) = \varphi_0 - \varphi - \rho; \quad (10)$$

$$(\overline{F}_\Pi, \widehat{\delta \overline{S}_D}) = \pi + \alpha_0 - \alpha_\Pi - \varphi_0 + \varphi; \quad (11)$$

$$(\overline{F}_\Pi, \widehat{\delta \overline{S}_D}) = \pi - \alpha_0 - \alpha_\Pi - \varphi_0 + \varphi. \quad (12)$$

Возможные перемещения точек системы

$$\delta S_A = \delta S_B = \delta S_C = \delta S_D = \overline{MD} \delta \varphi. \quad (13)$$

Выражение (1) с учетом (8)–(13) примет вид:

$$\begin{aligned} & F \sin(\varphi_0 - \varphi - \rho) + G \cos(\varphi_0 - \varphi - \rho) + F_\Pi \cos(\alpha_\Pi - \\ & - \alpha_0 + \varphi_0 - \varphi) - F_\Pi \cos(\alpha_0 + \alpha_\Pi + \varphi_0 - \varphi) = 0. \end{aligned} \quad (14)$$

Для того чтобы определить работу сил при изменении обобщенных координат  $z$  и  $\rho$ , необходимо сначала привести силы, действующие в точке контакта колеса с дорогой, к ободу колес.

Из рис. 1  $h_\Pi = r_K - r_0 - \rho (d_K/2) + z$ .

Суммарный момент, возникающий из-за переноса реакции, действующей со стороны дороги:

на ободу правого колеса

$$M_\Pi = F_{S\Pi} h_\Pi + F_{N\Pi} f_\Pi,$$

где  $h_\Pi, f_\Pi$  — плечо приведения соответственно сил  $F_{S\Pi}, F_{N\Pi}$ ; левого

где

$$M_{\pi} = F_{S_{\pi}} h_{\pi} + F_{N_{\pi}} f_{\pi} ,$$

$$h_{\pi} = r_K - r_0 + \rho(d_K/2) + z .$$

Боковое смещение обода колеса относительно центра пятна контакта шин с дорогой соответственно для левого и правого колес

$$f_{\pi} = F_{S_{\pi}}/c_{\text{шб}} ; \quad f_{\pi} = F_{S_{\pi}}/c_{\text{шб}} ,$$

где  $c_{\text{шб}}$  — боковая жесткость шин.

Работа, совершаемая внешними силами при изменении обобщенной координаты  $\rho$  на  $\delta\rho$ ,

$$\delta A_{\rho} = \overline{F} \delta \overline{S}_C + \overline{G} \delta \overline{S}_C + \overline{F}_{N_{\pi}} \delta \overline{S}_{T_{\pi}} + \overline{F}_{N_{\pi}} \delta \overline{S}_{T_{\pi}} + \overline{F}_{S_{\pi}} \delta \overline{S}_{T_{\pi}} + \overline{F}_{S_{\pi}} \delta \overline{S}_{T_{\pi}} + (M_{\pi} + M_{\pi} + M_{\psi}) \delta \rho . \quad (15)$$

Углы между векторами перемещений и сил:

$$\begin{aligned} (\overline{F}, \delta \overline{S}_C) &= \theta ; & (\overline{G}, \delta \overline{S}_C) &= \pi/2 - \theta ; \\ (\overline{F}_{N_{\pi}}, \delta \overline{S}_{T_{\pi}}) &= \pi - \beta - \rho ; & (\overline{F}_{N_{\pi}}, \delta \overline{S}_{T_{\pi}}) &= \beta - \rho ; \\ (\overline{F}_{S_{\pi}}, \delta \overline{S}_{T_{\pi}}) &= \pi/2 - \beta - \rho ; & (\overline{F}_{S_{\pi}}, \delta \overline{S}_{T_{\pi}}) &= \pi/2 - \beta + \rho . \end{aligned}$$

С учетом выражения (15) уравнение (1) примет вид:

$$FA_{\theta} + GB_{\theta} - [F_{N_{\pi}} \cos(\beta + \rho) - F_{N_{\pi}} \cos(\beta - \rho) - F_{S_{\pi}} \sin(\beta + \rho) - F_{S_{\pi}} \sin(\beta - \rho)] OT + M_{\pi} + M_{\pi} + M_{\psi} = 0 , \quad (16)$$

где

$$\begin{aligned} A_{\theta} &= OC \cos \theta = h \cos \rho + (BK - \Delta_{\pi}) \cos(\alpha_0 - \alpha_{\pi} - \rho) + BC \sin(\beta_3 + \psi + \rho) - (d_p/2) \sin \rho ; \\ B_{\theta} &= OC \sin \theta = (d_p/2) \cos \rho + h \sin \rho - (BK - \Delta_{\pi}) \sin(\alpha_0 - \alpha_{\pi} - \rho) - BC \cos(\beta_3 + \psi + \rho) ; \\ \beta &= \arctg(2r_0/d_K) ; \quad OT = \sqrt{(d_K/2)^2 + r_0^2} . \end{aligned}$$

Работа внешних сил при изменении обобщенной координаты  $z$  на  $\delta z$

$$\delta A_z = \overline{F} \delta \overline{S}_C + \overline{G} \delta \overline{S}_C + \overline{G}_1 \delta \overline{S}_C + F_{N_{\pi}} \delta \overline{S}_{T_{\pi}} + F_{N_{\pi}} \delta \overline{S}_{T_{\pi}} + F_{S_{\pi}} \delta \overline{S}_{T_{\pi}} + F_{S_{\pi}} \delta \overline{S}_{T_{\pi}} . \quad (17)$$

С учетом выражения (1)

$$F_{N_{\pi}} + F_{N_{\pi}} - G - G_1 = 0 . \quad (18)$$

Чтобы исключить из уравнений неизвестные боковые силы, сделаем допущение, что боковая сила, возникающая в точке контакта шин с дорогой, пропорциональна нормальной реакции со стороны дороги:

$$F_{S_{\Pi}}/F_{S_{\Pi}} = F_{N_{\Pi}}/F_{N_{\Pi}}.$$

Тогда с учетом того, что  $F + F_1 = F_{S_{\Pi}} + F_{S_{\Pi}}$ ,

$$F_{S_{\Pi}} = \frac{F_{N_{\Pi}}(F + F_1)}{F_{N_{\Pi}} + F_{N_{\Pi}}};$$

$$F_{S_{\Pi}} = (F + F_1) \left(1 - \frac{F_{N_{\Pi}}}{F_{N_{\Pi}} + F_{N_{\Pi}}}\right).$$

Кроме выражений (7), (14), (16), (18), в систему уравнений, описывающих модель, входят уравнения упругих характеристик подвески и шин  $F_{\Pi, \text{л}} = F(\Delta_{\Pi, \text{л}})$ ;  $F_{N_{\Pi, \text{л}}} = F_N(\Delta_{\Pi, \text{л}}^{\text{ш}})$ , а также следующие уравнения геометрических связей [2]:

$$\text{tg}(\alpha_0 - \alpha_{\Pi}) - R/Q = 0; \quad \text{tg}(\alpha_0 + \alpha_{\Pi}) - S/T = 0;$$

$$\Delta_{\Pi} - B_0 K_0 + \sqrt{R^2 + Q^2} = 0; \quad \Delta_{\Pi} + A_0 E - \sqrt{S^2 + T^2} = 0.$$

На рис. 2 показан результат расчета на ЭВМ передней гидропневматической (без противодействия) подвески автомобиля БелАЗ-7521 по вышеприведенной математической модели. При заданных относительных боковых ускорениях  $q$ , значениях внешнего опрокидывающего момента  $M_{\psi}$  определены обобщенные координаты. Полученные результаты указывают на правильность математической модели и возможность использования ее при анализе углов крена и кинематики направляющего устройства.

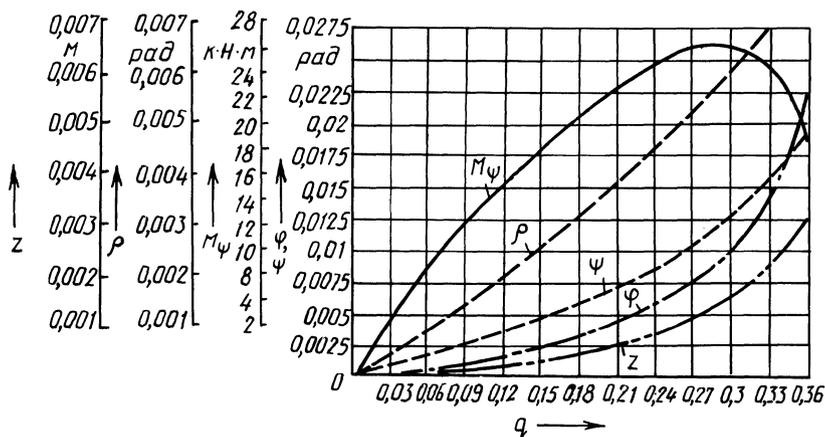


Рис. 2. Расчет передней подвески автомобиля БелАЗ-7521:

$\rho$ ,  $\psi$  – угол крена соответственно неподдресоренных и поддресоренных масс;  $\phi$  – угол поворота поперечной штанги;  $z$  – вертикальное перемещение центра тяжести неподдресоренных масс;  $M_{\psi}$  – опрокидывающий момент

## ЛИТЕРАТУРА

1. Я б л о н с к и й А.А. Курс теоретической механики. — М.: Высш. шк., 1977. — 374 с. 2. Ж у р а в л е в С.С. Влияние геометрических параметров направляющего устройства зависимой подвески на углы крена поддресоренных масс относительно неподдресоренных // Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов. — Минск, 1987. — Вып. 2. — С. 42–47.

УДК 629.114.4-585.23.621.825.54

С.Б. САМАРЦЕВ, В.Я. КОРЕЙВО

### ОСОБЕННОСТИ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ СТУПЕНЕЙ В МНГОВАЛЬНЫХ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧАХ

Динамика переходных процессов в трансмиссиях автомобилей с гидромеханическими передачами (ГМП) в значительной степени зависит от продолжительности разрыва потока мощности. Для ее определения были проведены экспериментальные исследования многовальной унифицированной пятиступенчатой ГМП МоАЗ, установленной на автомобиле БелАЗ-548А.

В отечественных ГМП подобного типа (сюда относится и передача БелАЗ) продолжительность разрыва потока мощности обуславливается последовательным расположением фрикционов переключения ступеней и диапазонов, а в ГМП МоАЗ — еще и применением сдвоенных фрикционов. Переключение смежных передач такими фрикционами (рис. 1, а) при замкнутом диапазонном фрикционе сопровождается предварительным опорожнением цилиндра одной из муфт и возвращением поршней в нейтральное положение, что увеличивает длительность переходного процесса. Продолжительность  $t_{\text{п}}$  разрыва потока мощности определяется на осциллограммах при выключении передачи, когда динамический момент  $M_{\text{в}}$  равен нулю; при включении передачи, когда значение  $M_{\text{в}}$  выше нуля.

При переключении передач с одновременным переключением диапазонов (рис. 1, б, в) разрыв потока мощности длительнее за счет процессов выключения—включения цилиндров диапазонного фрикциона. Для сокращения  $t_{\text{п}}$  цилиндры обоих фрикционов должны работать с перекрытием. В зависимости от номера включаемой ступени  $t_{\text{п}}$  изменяется. Это обусловлено особенностями и различными размерами каналов гидропривода и исполнительных цилиндров фрикционов, а также некоторой инерционностью систем управления переключением передач. Так, задержка нарастания давления на входе магистрали включения муфты от момента замыкания цепи электромагнита включаемой ступени ГМП составляет 0,09...0,13 с.

Исследованиями установлено, что на большинстве ступеней передач продолжительность разрыва потока мощности равна 0,3...0,5 с; при переключении с II на III и с IV на V передачу  $t_{\text{п}} = 0,6...0,7$  с; при смене диапазонов, т. е. переключении с III на IV передачу и обратно,  $t_{\text{п}} = 0,9...1,2$  с. Исходя из требований, предъявляемых к ГМП, подобные значения  $t_{\text{п}}$  не могут считаться удовлетворительными. Улучшение динамических свойств объекта возможно путем включения фрикционов смежных ступеней, расположенных на разных валах,