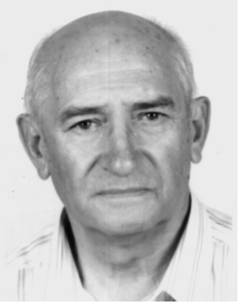
11. Самойлов М. С. Теплопроводность в твердых телах. – М.: Изд–во МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1974. – 176 с.

Статья поступила в редакцию 4.12.2002

Татьяна Владимировна Боровкова родилась в 1981 г., студентка VI курса кафедры “Космические аппараты и ракеты-носители” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Специализируется в области теплообмена в конструкциях летательных аппаратов.

Borovkova T.V. (b.1981). Student of the “Spacecraft and Launch Vehicles” Department of the Bauman Moscow State Technical University. Specializes in the field of heat transfer in spacecraft constructions.



Виктор Николаевич Елисеев родился в 1931 г., окончил МВТУ им. Н.Э. Баумана в 1954 г. Д-р техн. наук, профессор кафедры “Космические аппараты и ракеты-носители” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 100 научных работ в области теплообмена в конструкциях летательных аппаратов.

Yeliseev V.N. (b. 1931) graduated from Bauman Moscow Highter Technical School in 1954. D.Sc.(Eng), professor of the “Spacecraft and Launch Vehicles” Department of the Bauman Moscow State Technical University. Author of more than 100 publications in the field of heat transfer in spacecraft constructions.

УДК 629.1.028

А. А. Полунгян, А. Б. Фоминых

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДИНАМИКИ ТРАНСМИССИИ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ ПРИ ДВИЖЕНИИ ПО ТВЕРДОЙ НЕРОВНОЙ ДОРОГЕ

Приведена математическая модель, описывающая динамику трансмиссии и системы подрессоривания при движении колесной машины по твердой дороге с несимметричными неровностями по бортам.

Одним из путей, позволяющих повысить качество и надежность элементов трансмиссии существующих и вновь проектируемых колесных машин, является создание и совершенствование методов расчета, дающих возможность определить динамичскую нагруженность трансмиссий таких машин в сложных дорожных условиях. Особенно это касается (в силу своего назначения) полноприводных колесных машин. Характерной особенностью работы колесной машины в таких условиях эксплуатации служит несимметричное пространственное нагружение, приводящее к большим нагрузкам в несущей системе, трансмиссии и в системе подрессоривания.

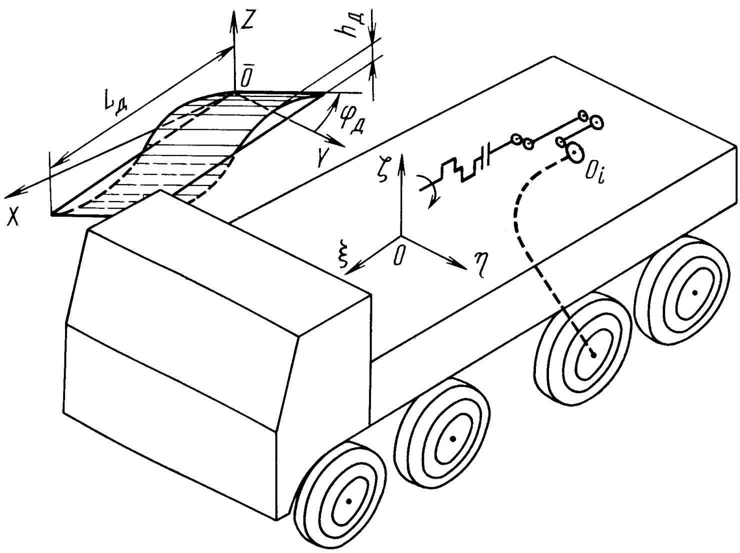


Рис. 1. Колесная машина и дорога в системе координат $\overline{O}XYZ$

В связи с этим разработка математической модели движения полноприводной колесной машины по твердой неровной дороге, отражающей колебания в трансмиссии и позволяющей оценить динамическую нагруженность трансмиссий полноприводных колесных машин, эксплуатируемых в сложных дорожных условиях, является актуальной задачей.

Настоящая модель — это доработанная с целью ускорения расчетов при условии учета наиболее значимых факторов, влияющих на точность получаемых результатов, модель, которая была приведена в работе [1].

При составлении уравнений движения приняты следующие допущения.

1. Колесная машина — это система твердых тел, шарнирно или упруго связанных между собой.

2. Корпус машины и ее рама, если таковая имеется, являются абсолютно жесткими.

3. Подвеска всех колес — независимая.

4. Двигатель и корпуса агрегатов трансмиссии, кроме колесных редукторов, жестко закреплены на корпусе машины.

5. Движение колесной машины происходит в направлении оси $\overline{O}X$ системы координат $\overline{O}XYZ$, связанной с землей, без отрыва колес от твердой дороги, заданной уравнением (рис. 1)

$$z_д = h_д \sin\left[\frac{2\pi}{L_д}(x_д \cos\varphi_д + y_д \sin\varphi_д)\right],$$

где $x_д, y_д, z_д$ — координаты произвольной точки на поверхности дороги; $L_д$ и $h_д$ — период и амплитуда функции, образующей синусоидальные волны на поверхности дороги (т.е. движение колесной машины происходит не перпендикулярно прямолинейной образующей поверхности дороги, а под некоторым углом $(90° - \varphi_д)$ к ней.

6. Контакт колеса с дорогой — точечный.

7. Колебания тел считаются малыми.

8. Связи колес с дорогой считаются голономными.

Рассматриваются следующие твердые тела: корпус колесной машины с центром инерции в точке O, обладающий моментами инерции $A_о$, $B_о$, $C_о$ относительно главных центральных осей корпуса $O\xi$, $O\eta$, $O\zeta$ соответственно; массы трансмиссии с моментами инерции I_i относительно своих осей вращения, проходящих через точки O_i, $i = 1, 2, \ldots, n_i$; массы колес M_j, сосредоточенные в центрах колес — точках O_j, $j = 1, 2, \ldots, 2n_о$, где $n_о$ — число осей колесной машины. Точка O_j — точка пересечения оси вращения j-го колеса с плоскостью продольной симметрии последнего.

Введены следующие обобщенные координаты: $x_о$, $y_о$, $z_о$ — линейные координаты точки O в системе осей $\overline{O}XYZ$; α, β, γ — углы поворота корпуса машины; φ_i — углы поворота масс трансмиссии вокруг собственных осей вращения; z_j — вертикальные координаты точек $\overline{O}_j$ в системе координат $\overline{O}XYZ$. Координаты $z_о$ и z_j отсчитываются от положения статического равновесия колесной машины на горизонтальной плоскости.

Для упрощения написания уравнений динамическая система трансмиссии предварительно приведена к валу колеса, для чего моменты инерции I_i и коэффициенты жесткости упругих связей масс трансмиссии были разделены на квадраты передаточных чисел от соответствующего вала до колеса.

Движение рассматриваемой динамической системы может быть описано дифференциальными уравнениями Лагранжа второго рода

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial \mathrm{T}}{\partial \dot{q}_k}\right) + \frac{\partial \mathrm{T}}{\partial q_k} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_k} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_k} = Q_k, \quad k = 1, 2, \ldots, n_k,$$

где Т, П — кинетическая и потенциальная энергии системы; Φ — диссипативная функция; Q_k — обобщенная сила, соответствующая обобщенной координате q_k; $n_k = 6 + n_i + 2n_о$ — число обобщенных координат.

Для написания выражений для Т, П и Φ в точке O введем, кроме системы координат $O\xi\eta\zeta$, оси которой направлены вдоль главных центральных осей инерции корпуса, еще две системы координат: $O\xi^н\eta^н\zeta^н$

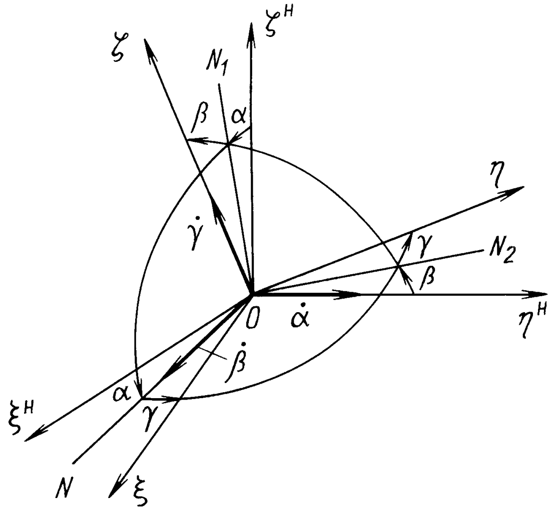


Рис. 2. Введение углов α, β, γ

— совпадающую в начальный момент времени $t = 0$ с системой координат $O\xi\eta\zeta$ и $O\xi^*\eta^*\zeta^*$, оси последней параллельны соответствующим осям системы координат $\overline{O}XYZ$.

Переход от системы координат $O\xi^н\eta^н\zeta^н$ к системе $O\xi\eta\zeta$ задают с помощью трех последовательных поворотов [2] (рис. 2). Первый — это поворот плоскости $\xi^нO\zeta^н$ вокруг оси $O\eta^н$ на угол продольного крена α, в результате этого поворота ось $O\xi^н$ займет положение ON, а ось $O\zeta^н$ — положение ON_1. Второй поворот — это поворот плоскости $N_1O\eta^н$ вокруг линии узлов ON на угол поперечного крена β, в результате этого поворота ось ON_1 займет положение $O\zeta$, а ось $O\eta^н$ — положение ON_2. Третий — это поворот плоскости NON_2 вокруг оси $O\zeta$ на угол рысканья γ, в результате ось ON займет положение $O\xi$, а ось ON_2 — положение $O\eta$.

Взаимное расположение осей систем координат $O\xi\eta\zeta$ и $O\xi^н\eta^н\zeta^н$ может быть задано с помощью косинусов углов между соответствующими осями координат, что с учетом малости углов α, β, γ может быть представлено в виде таблицы.

Таблица

Значения косинусов углов между соответствующими осями координат

Центральные оси корпуса	$O\xi^н$	$O\eta^н$	$O\zeta^н$
$O\xi$	1	γ	$-\alpha$
$O\eta$	$-\gamma$	1	β
$O\zeta$	α	$-\beta$	1

Этой таблице косинусов может быть поставлено в соответствие следующее матричное равенство [3]:

$$\overline{\overline{r}} = \|a^{\text{н}}\| \; \overline{\overline{r^{\text{н}}}}, \tag{1}$$

где $\overline{\overline{r}}$ — матрица-столбец, элементами которой являются координаты какой-либо точки S в системе координат $O\xi\eta\zeta$; $\overline{\overline{r^{\text{н}}}}$ — матрица-столбец, элементами которой являются координаты той же точки S в системе координат $O\xi^{\text{н}}\eta^{\text{н}}\zeta^{\text{н}}$; $\|a^{\text{н}}\|$ — квадратная матрица размерности 3×3:

$$\|a^{\text{н}}\| = \begin{Vmatrix} 1 & \gamma & -\alpha \\ -\gamma & 1 & \beta \\ \alpha & -\beta & 1 \end{Vmatrix}. \tag{2}$$

Равенство (1) дает возможность определить координаты точки в системе координат $O\xi\eta\zeta$, зная ее координаты в системе $O\xi^{\text{н}}\eta^{\text{н}}\zeta^{\text{н}}$.

Аналогичным образом введены углы между осями систем координат $O\xi^{\text{н}}\eta^{\text{н}}\zeta^{\text{н}}$ и $O\xi^*\eta^*\zeta^*$, получается следующее матричное равенство:

$$\overline{\overline{r^{\text{н}}}} = \|a^*\| \overline{\overline{r^*}}, \tag{3}$$

где $\overline{\overline{r^*}}$ — матрица-столбец, элементами которой являются координаты той же точки S в системе координат $O\xi^*\eta^*\zeta^*$; $\|a^*\|$ —квадратная матрица размерности 3×3, элементами которой являются косинусы углов между соответствующими осями систем координат $O\xi^{\text{н}}\eta^{\text{н}}\zeta^{\text{н}}$ и $O\xi^*\eta^*\zeta^*$.

Так как в процессе движения положение систем координат $O\xi^{\text{н}}\eta^{\text{н}}\zeta^{\text{н}}$ и $O\xi^*\eta^*\zeta^*$ не меняется, то все элементы матрицы $\|a^*\|$ — это постоянные числа, зависящие только от взаимного положения систем координат $O\xi\eta\zeta$ и $\overline{O}XYZ$ в начальный момент времени $t = 0$.

С учетом выражений (1) и (3) можно записать

$$\overline{\overline{r}} = \|a\| \cdot \overline{\overline{r^*}}, \tag{4}$$

где $\|a\| = \|a^{\text{н}}\| \cdot \|a^*\|$.

Матрицы $\|a^{\text{н}}\|$, $\|a^*\|$ и $\|a\|$ — ортогональные, так как они составлены из элементов таблиц косинусов. Для таких матриц обратная матрица является транспонированной , т.е. $\|a\|^{-1} = \|a\|^{\text{т}}$.

Тогда выражение (4) может быть переписано в виде

$$\overline{\overline{r^*}} = \|a\|^{-1}\overline{\overline{r}} = \|a\|^{\text{т}}\overline{\overline{r}} = \|a^*\|^{\text{т}} \cdot \|a^{\text{н}}\|^{\text{т}}\overline{\overline{r}}. \tag{5}$$

С учетом обозначений, введенных на рис. 2 ($\overline{\dot\alpha}$, $\overline{\dot\beta}$, $\overline{\dot\gamma}$), выражение для мгновенной угловой скорости системы координат $O\xi\eta\zeta$ (корпуса машины) по отношению к системе координат $O\xi^{\text{н}}\eta^{\text{н}}\zeta^{\text{н}}$ и, следовательно, к системе $\overline{O}XYZ$ может быть записано в виде

$$\overline{\varpi} = \overline{\dot\alpha} + \overline{\dot\beta} + \overline{\dot\gamma}.$$

Если обозначить через ω_ξ, ω_η, ω_ζ проекции мгновенной угловой скорости $\overline{\varpi}$ на оси системы координат $O\xi\eta\zeta$, неразрывно связанные с корпусом колесной машины, то с учетом малости колебаний $\omega_\xi = \dot\beta$; $\omega_\eta = \dot\alpha$; $\omega_\zeta = \dot\gamma$.

Кинетическая энергия системы в первом приближении может быть представлена в виде суммы кинетических энергий корпуса колесной машины T_0, вращающихся масс трансмиссии $T_{\text{тр}}$ и поступательно движущихся масс колес $T_{\text{к}}$:

$$\begin{aligned}
&T = T_0 + T_{\text{тр}} + T_{\text{к}};\\
&T_0 = \frac{1}{2}\left[M_0(\dot x_0^2 + \dot y_0^2 + \dot z_0^2) + A_0\dot\beta^2 + B_0\dot\alpha^2 + C_0\dot\gamma^2\right];\\
&T_{\text{тр}} = \frac{1}{2}\sum_{i=1}^{n_i} I_i\dot\varphi_i^2;\\
&T_{\text{к}} = \frac{1}{2}\sum_{j=1}^{2n_{\text{о}}} M_j(\dot x_0^2 + \dot y_0^2 + \dot z_j^2).
\end{aligned}$$

Потенциальная энергия системы состоит из потенциальных энергий трансмиссии $\Pi_{\text{тр}}$, подвески $\Pi_{\text{п}}$ и шин $\Pi_{\text{ш}}$:

$$\begin{aligned}
&\Pi = \Pi_{\text{тр}} + \Pi_{\text{п}} + \Pi_{\text{ш}};\\
&\Pi_{\text{тр}} = \frac{1}{2}\sum_{i_1,i_2} C_{i_1,i_2}(\varphi_{i_1} - \varphi_{i_2})^2,
\end{aligned}$$

где C_{i_1,i_2} — коэффициенты жесткости упругих связей между i_1 и i_2 массами трансмиссии;

$$\Pi_{\text{п}} = \frac{1}{2}\sum_{j=1}^{2n_{\text{о}}} C_{\text{п}j}(z_j - z_{sj})^2,$$

где z_{sj} — вертикальная составляющая перемещения точки S_j корпуса колесной машины относительно положения статического равновесия машины на горизонтальной плоскости; $C_{\text{п}j}$ — коэффициент жесткости подвески j-го колеса, приведенный к вертикальному перемещению центра колеса (точки O_j).

Под точкой S_j понимается некоторая фиксированная точка (с координатами ξ_{sj}, η_{sj}, ζ_{sj} в системе координат $O\xi\eta\zeta$) корпуса машины, лежащая на вертикали, проходящей через точку O_j в положении статического равновесия машины на горизонтальной плоскости.

По аналогии с равенством (5) координаты точки S_j в системе координат $O\xi^*\eta^*\zeta^*$ найдутся из равенства

$$\overline{\overline{r^*_{sj}}} = \|a^*\|^{\text{т}} \cdot \|a^{\text{н}}\|^{\text{т}} \overline{\overline{r_{sj}}}. \tag{6}$$

Для того чтобы найти вертикальную составляющую перемещения точки S_j в системе координат $\overline{O}XYZ$, необходимо умножить матрицу-столбец $\overline{\overline{r^*_{sj}}}$ слева на матрицу-строку $\|0\ 0\ 1\|$.

Таким образом,

$$z_{sj} = z_0 + \|0\ 0\ 1\| \cdot \left(\overline{\overline{r^*_{sj}}} - \overline{\overline{r^{*\text{н}}_{sj}}}\right), \tag{7}$$

где $\overline{\overline{r^{*\text{н}}_{sj}}}$ — матрица-столбец, элементами которой являются координаты точки S_j в системе координат $O\xi^*\eta^*\zeta^*$ в начальный момент времени $t = 0$, когда $\alpha = \beta = \gamma = 0$.

С учетом введенных обозначений можно представить

$$\overline{\overline{r^*_{sj}}} = \|a^*\|^{\text{т}} \begin{Vmatrix} 1 & -\gamma & \alpha \\ \gamma & 1 & -\beta \\ \alpha & \beta & 1 \end{Vmatrix} \cdot \begin{Vmatrix} \xi_{sj} \\ \eta_{sj} \\ \zeta_{sj} \end{Vmatrix}, \tag{8}$$

а

$$\overline{\overline{r^{*\text{н}}_{sj}}} = \|a^*\|^{\text{т}} \begin{Vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{Vmatrix} \cdot \begin{Vmatrix} \xi_{sj} \\ \eta_{sj} \\ \zeta_{sj} \end{Vmatrix}.$$

В результате равенство (7) получит вид

$$z_{sj} = z_0 + \|0\ 0\ 1\| \cdot \|a^*\|^{\text{т}} \cdot \begin{Vmatrix} 0 & -\gamma & \alpha \\ \gamma & 0 & -\beta \\ -\alpha & \beta & 0 \end{Vmatrix} \cdot \begin{Vmatrix} \xi_{sj} \\ \eta_{sj} \\ \zeta_{sj} \end{Vmatrix}. \tag{9}$$

Дополнительно предполагая, что в начальный момент времени $t = 0$ оси системы координат $O\xi\eta\zeta$ параллельны соответствующим осям системы $O\xi^*\eta^*\zeta^*$, получим

$$\|a^*\| = \begin{Vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{Vmatrix}. \tag{10}$$

И равенство (9) можно переписать в виде

$$z_{sj} = z_0 + \|0\ 0\ 1\| \cdot \begin{Vmatrix} 0 & -\gamma & \alpha \\ \gamma & 0 & -\beta \\ -\alpha & \beta & 0 \end{Vmatrix} \cdot \begin{Vmatrix} \xi_{sj} \\ \eta_{sj} \\ \zeta_{sj} \end{Vmatrix} = z_0 - \alpha\xi_{sj} + \beta\eta_{sj}.$$

Подставляя последнее равенство в выражение для потенциальной энергии подвески, получим

$$\Pi_{\text{п}} = \frac{1}{2}\sum_{j=1}^{2n_{\text{o}}} C_{\text{п}j}(z_j - z_0 + \alpha\xi_{sj} - \beta\eta_{sj})^2.$$

Далее

$$\Pi_{\text{ш}} = \frac{1}{2}\sum_{j=1}^{2n_{\text{o}}} C_{\text{ш}j}(z_{\text{д}j} - z_j)^2,$$

здесь $C_{\text{ш}j}$ — коэффициент нормальной (радиальной) жесткости шины j-го колеса ; $z_{\text{д}j}$ — вертикальная координата дороги под центром j-го колеса — под точкой O_j,

$$z_{\text{д}j} = h_{\text{д}} \sin\left[\frac{2\pi}{L_{\text{д}}}(x_{\text{д}j}\cos\varphi_{\text{д}} + y_{\text{д}j}\sin\varphi_{\text{д}})\right],$$

где $x_{\text{д}j}$ и $y_{\text{д}j}$ — продольная и поперечная координаты точки O_j в системе координат $\overline{O}XYZ$.

В первом приближении, по аналогии с выражением (7), получим

$$x_{\text{д}j} = x_0 + \|1\ 0\ 0\|\,\overline{\overline{r^*_{sj}}};$$
$$y_{\text{д}j} = y_0 + \|0\ 1\ 0\|\,\overline{\overline{r^*_{sj}}}$$

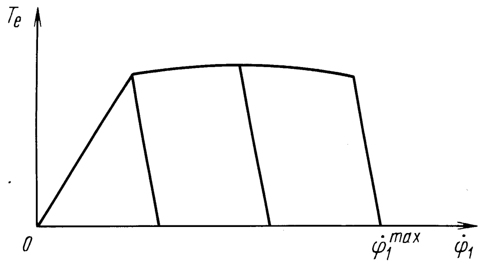
или с учетом равенств (8) и (10)

$$x_{\text{д}j} = x_0 + \|1\ 0\ 0\| \cdot \begin{Vmatrix} 1 & -\gamma & \alpha \\ \gamma & 1 & -\beta \\ -\alpha & \beta & 1 \end{Vmatrix} \cdot \begin{Vmatrix} \xi_{sj} \\ \eta_{sj} \\ \zeta_{sj} \end{Vmatrix} = x_0 + \xi_{sj} - \gamma\eta_{sj} + \alpha\zeta_{sj};$$

$$y_{\text{д}j} = y_0 + \|\gamma \quad 1 \quad -\beta\| \cdot \begin{Vmatrix} \xi_{sj} \\ \eta_{sj} \\ \zeta_{sj} \end{Vmatrix} = y_0 + \gamma\xi_{sj} + \eta_{sj} - \beta\zeta_{sj}.$$

Таким образом, выражение для потенциальной энергии шины является существенно нелинейным, в котором в качестве аргументов у синуса присутствуют обобщенные координаты x_0, y_0, α, β, γ.

Рис. 3. Внешняя и частичная характеристики двигателя (дизеля)



Учитывая рассеяние энергии только в амортизаторах подвески, по аналогии с потенциальной энергией подвески, получим

$$\Phi = \frac{1}{2}\sum_{j=1}^{2n_о} b_{\text{п}j}(\dot{z}_j - \dot{z}_{sj})^2 \cong \frac{1}{2}\sum_{j=1}^{2n_о} b_{\text{п}j}(\dot{z}_j - \dot{z}_0 + \dot{\alpha}\xi_{sj} - \dot{\beta}\eta_{sj})^2,$$

где $b_{\text{п}j}$ — коэффициент трения в амортизаторе j-го колеса, приведенный к вертикальному перемещению центра колеса (точки O_j).

В качестве обобщенной силы, действующей на координату φ_1, считаем приведенный к колесу крутящий момент двигателя, который, в частности для дизеля, может быть задан как совокупность внешней и регуляторных характеристик (рис. 3):

$$Q_{\varphi_1} = T_{\text{е}} U_{\text{тр}\Sigma},$$

где $U_{\text{тр}\Sigma}$ — суммарное передаточное число от двигателя до колеса.

Считая в первом приближении радиусы качения колес постоянными, уравнение связи колес с дорогой представим в виде

$$x_0 = \varphi_j r_{kj}, \qquad j = 1, 2, \ldots, 2n_{\text{о}}.$$

Таким образом, углы поворота колес φ_j при данной постановке задачи не являются обобщенными координатами, а зависят от обобщенной координаты x_0.

Обобщенная сила Q_{x_0} по координате x_0 обусловлена силами сопротивления воздуха, качения колес по дороге и подъема колес по неровности:

$$Q_{x_0} = -\sum_{j=1}^{2n_о} P_{zj}(f + \alpha_{\text{д}j}) - 0{,}5 C_x K_{\text{лоб}} B H \rho_{\text{в}} \dot{x}_0^2,$$

где P_{zj} — вертикальная сила в контакте j-го колеса с дорогой; f — коэффициент сопротивления качению колеса; $\alpha_{\text{д}j}$ — угол наклона касательной к поверхности дороги в плоскости, перпендикулярной плоскости $X\overline{O}Z$ в точке дороги, лежащей под центром O_j j-го колеса.

$$P_{zj} = C_{\text{ш}j}(h_j + z_{\text{д}j} + z_j),$$

где h_j — статический прогиб шины;

$$\alpha_{\text{д}j} = \frac{\partial z_{\text{д}j}}{\partial x} = \frac{2\pi h_{\text{д}}}{L_{\text{д}}} \cos\varphi_{\text{д}} \cos\frac{2\pi}{L_{\text{д}}}(x_{\text{д}j}\cos\varphi_{\text{д}} + y_{\text{д}j}\sin\varphi_{\text{д}});$$

C_x — коэффициент обтекаемости; B и H — колея и габаритная высота машины соответственно; $\rho_{\text{в}} = 1{,}25$кг/м^3 — плотность воздуха.

Остальные обобщенные силы считаем равными нулю.

Подставляя все найденные выражения для Т, П, Φ и Q в уравнения Лагранжа второго рода, получим следующую систему дифференциальных уравнений, записанную в матричной форме:

$$\|M\|\,\overline{\overline{\ddot{q}_k}} + \|B\|\,\overline{\overline{\dot{q}_k}} + \|C\|\,\overline{\overline{q_k}} = \overline{\overline{F}},$$

где $\|M\|$, $\|B\|$, $\|C\|$ — квадратные матрицы порядка $n_k \times n_k$, элементы которых являются постоянными величинами; $\overline{\overline{q_k}}$ — матрица-столбец обобщенных координат x_0, y_0, z_0, $\alpha, \beta, \gamma, \ldots, \varphi_i, \ldots, z_j \ldots$ порядка n_k; $\overline{\overline{F}}$ — матрица-столбец порядка n_k, элементами которой являются нелинейные функции обобщенных координат и их производных.

Решение последней системы дифференциальных уравнений на ПЭВМ численными методами позволяет определить все обобщенные координаты, скорости и ускорения в функции времени и в любой момент времени вычислить упругий момент на участке трансмиссии между i-й и k-й массами $T_{i,k} = C_{i,k}(\varphi_i - \varphi_k)$, нагрузку на j-е колесо со стороны дороги $P_{zj} = C_{\text{ш}j}(h_j + z_{\text{д}j} + z_j)$ и на корпус колесной машины со стороны системы подрессоривания j-го колеса $P_{\text{п}j} = C_{\text{п}j}(z_j - z_0 + \alpha\xi_{sj} - \beta\eta_{sj}) + b_j(\dot{z}_j - \dot{z}_0 + \dot{\alpha}\xi_{sj} - \dot{\beta}\eta_{sj}) + P_{\text{п}j,\text{статич}}$ (где $P_{\text{п}j,\text{статич}}$ — статическая нагрузка на j-е колесо) при движении колесной машины по дороге с определенными параметрами $h_{\text{д}}$, $L_{\text{д}}$ и $\varphi_{\text{д}}$.

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования Российской Федерации в форме гранта ТОО-13.0-1066.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Полунгян А. А., Фоминых А. Б. Уравнения динамики многоприводной колесной машины и ее агрегатов при движении по твердой неровной дороге // Вестник МГТУ. Сер. Машиностроение. – 1991. – № 3. – С. 3–25.
2. Лурье А. И. Аналитическая механика. – М.: Физматгиз, 1961. – 824 с.
3. Александров П. С. Лекции по аналитической геометрии. – М.: Наука, 1968. – 912 с.

Статья поступила в редакцию 03.03.2003