

Л и т е р а т у р а

1. Фурунжиев Р.И. Автоматизированное проектирование колебательных систем. - Минск, 1977. - 452 с. 2. Ксеневич И.П., Рубенчик В.Я., Антонов А.В. Исследование и расчет деформаций силовых элементов кабины при опрокидывании трактора. - В сб.: Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин. Минск, 1979, вып. 13, с. 86-93. 3. Клаф Р., Пензиен Дж. Динамика сооружений. - М., 1979. - 320 с.

УДК 629.1.02:681.3.069

Э.И.Ясюкович (ММИ)

МОДЕЛИРОВАНИЕ НА ЭЦВМ КУРСОВОГО ДВИЖЕНИЯ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА С УЧЕТОМ ПОПЕРЕЧНЫХ КОЛЕБАНИЙ УПРАВЛЯЕМЫХ КОЛЕС

В процессе эксплуатации автотракторных транспортных средств возможны угловые колебания управляемых колес относительно шкворней. Известно [1, 2], что эти колебания происходят с двумя четко выраженными частотными составляющими: низкочастотной ($f_1 = 0,9 - 1,5$ Гц) и высокочастотной ($f_2 = 7,0 - 12,0$ Гц). Существует мнение [1], что потерю устойчивости движения колесных машин вызывают не только низкочастотные, но и высокочастотные угловые колебания управляемых колес. В настоящей работе предлагается математическая модель, разработанная на основе пространственной расчетной схемы, для исследования курсового движения трактора с учетом угловых колебаний его управляемых колес. Уравнение, описывающее колебательное движение управляемых колес, получено с учетом их низко- и высокочастотных колебаний.

При разработке математической модели колесный трактор рассматривался как состоящий из подрессоренной (остов с балансирной балкой) и неподрессоренных (управляемые и неуправляемые колеса) масс. Расчетная схема трактора представлена на рис. 1, при этом его передний мост имеет схему, приведенную на рис. 1 работы [3].

Конфигурация рассматриваемой механической системы определяется следующими обобщенными координатами: x_c, y_c, z_c - координаты центра масс трактора соответственно по его продольной, поперечной и вертикальной осям; θ, ψ, ϕ - угловые координаты остова трактора вокруг вертикальной, продольной и поперечной осей; z_1, z_2 - аппликаты левого и правого управ-

ляемых колес; η_1 – угол поворота левого управляемого колеса вокруг оси его шкворня; Ψ_1 – угол поворота балансирной балки вокруг продольной оси трактора.

Динамические уравнения возмущенного движения записаны на основе уравнений Лагранжа второго рода при следующих допущениях: 1) остов трактора, его рама и колеса считаются абсолютно жесткими телами; 2) трактор рассматривается как тело с

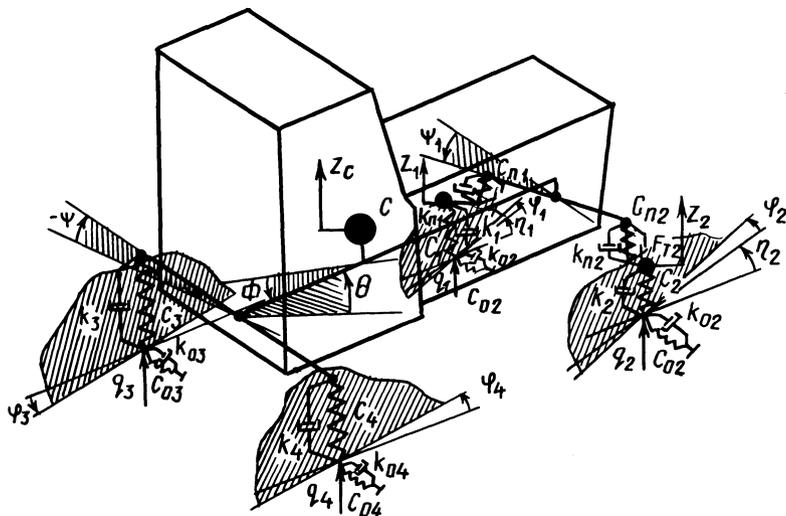


Рис. 1. Расчетная схема моделируемой системы.

центральной симметрией; 3) сопротивление воздуха не учитывается; 4) неуравновешенность вращающихся масс не учитывается. Рассматривалось движение трактора по опорной поверхности со случайными возмущениями, рулевой привод моделировался в виде упругого вала, а управляющие воздействия водителя – заданным законом угла поворота рулевого колеса.

Уравнения Лагранжа, как известно [4], записываются на основе выражений кинетической T и потенциальной П энергии и диссипативной функции D, т. е.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{r}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial r_i} = Q_i - \frac{\partial \Pi}{\partial r_i} - \frac{\partial \tilde{D}}{\partial \dot{r}_i}, \quad i = \overline{1, n},$$

где r_i , Q_i – обобщенные координаты и обобщенные силы моделируемой системы; n – число обобщенных координат.

Для расчетной схемы рис. 1 выражения кинетической и потенциальной энергии и диссипативной функции в конечном виде имеют следующий вид:

$$T = \frac{1}{2} [m \dot{x}_c^2 + m \dot{y}_c^2 + m^* \dot{z}_c^2 + I_x \dot{\psi}^2 + I_y \dot{\phi}^2 + I_z \dot{\theta}^2 + I_{x0} \dot{\psi}_1^2 + \sum_{i=1}^2 (m_i \dot{z}_i^2 + I_{zi} \dot{\eta}_i^2)];$$

$$\Pi = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 [c_i (q_i - z_i)^2 + c_{\pi i} (z_i - z_c - L_1 \sin \phi \pm d_{\pi i} x \sin \psi_1)^2] + \frac{1}{2} \sum_{i=3}^4 c_i (q_i - z_c + L_2 \sin \phi \pm d_{ki} \sin \psi)^2;$$

$$D = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 [k_i (\dot{q}_i - \dot{z}_i)^2 + k_{\pi i} (\dot{z}_i - \dot{z}_c - \dot{\phi} L_1 \cos \phi \pm \dot{\psi}_1 x \pm d_{\pi i} \cos \psi_1)^2] + \frac{1}{2} \sum_{i=3}^4 k_i (\dot{q}_i - \dot{z}_c + \dot{\phi} L_2 \cos \phi \pm \dot{\psi} d_{ki} \cos \psi)^2,$$

где m - масса трактора; m_1, m_2 - массы левого и правого управляемых колес; I_x, I_y, I_z - моменты инерции трактора относительно продольной, поперечной и вертикальной осей соответственно; I_{x0} - момент инерции переднего моста с колесами относительно продольной оси трактора; I_{z1}, I_{z2} - моменты инерции управляемых колес относительно их диаметральных осей; c_i, k_i - коэффициенты жесткости и демпфирования шины i -го колеса; $c_{\pi i}, k_{\pi i}$ - коэффициенты жесткости и неупругого сопротивления i -го элемента подвески; L_1, L_2 - расстояние от центра масс трактора до центров его переднего и заднего мостов соответственно; $d_{\pi i}$ - расстояние от центра переднего моста до точки пересечения осевой линии балансирной балки и i -го шкворня; d_{ki} - половина ширины колеи; q_i, \dot{q}_i - ордината неровности микропрофиля опорной поверхности под i -м колесом и скорость ее изменения.

Чтобы вывести уравнения кинематических связей колес трактора с опорной поверхностью, воспользуемся теорией М.В.Келдыша [5]. По этой теории отсутствие проскальзывания пятна контакта учитывается двумя условиями: 1) касательные к линии качения и к средней линии поверхности шины в точке O (центр пятна контакта) должны совпадать; 2) в той же точке кривизна линии качения пневматика должна совпадать с кривизной средней линии поверхности шины.

Из условия совпадения касательных получим соотношение [6]:

$$dy + (\xi + d\xi) \cos(\eta_1 + d\eta_1) = ds \sin(\eta_1 + \varphi) + \xi \cos \eta_1,$$

которое для малых ξ и φ запишем в виде

$$dy + \xi \cos \eta_1 + d\xi \cos \eta_1 = ds (\sin \eta_1 + \varphi \cos \eta_1) + \xi \cos \eta_1,$$

или

$$\dot{y} + \dot{\xi} \cos \eta_1 = v(\sin \eta_1 + \varphi \cos \eta_1). \quad (1)$$

Считая кривизну линии качения пневматика положительной, если выпуклая сторона ее обращена в сторону положительного отсчета боковой деформации шины ξ , и учитывая малость деформации, примем с известными допущениями [6], что

$$\frac{1}{R} = u_1 \xi - u_2 \varphi - u_3 \chi,$$

где u_1, u_2, u_3 - некоторые постоянные коэффициенты; φ - угловая деформация шины; χ - угол наклона плоскости колеса к опорной поверхности.

С другой стороны, кривизна линии качения равна

$$\frac{1}{R} = - \frac{d^2(y + \xi)}{ds^2} = \frac{d(\eta_1 + \varphi + \theta)}{ds},$$

тогда

$$\dot{\theta} + \dot{\eta}_1 + \dot{\varphi} = v(u_1 \xi - u_2 \varphi - u_3 \chi). \quad (2)$$

Уравнения (1) и (2) описывают процесс качения болонного колеса без проскальзывания.

Выразив боковые координаты центров колес через обобщенные координаты и подставив их в (1) и (2), получим уравнения кинематических связей колес трактора с опорной поверхностью (четыре последних уравнения системы (3)).

Для вычисления коэффициентов u_1, u_2, u_3 можно использовать следующие выражения [7, 8]:

$$u_1 = 4 \frac{c_0}{k_0^2}; \quad u_2 = 4 \frac{c_0}{k_0}; \quad u_3 = 2\lambda_c \frac{c_0}{k_0^2},$$

где c_0, k_0 - коэффициенты боковой жесткости и сопротивления боковому уводу шины; λ_c - радиальная деформация пневматика при полной вертикальной нагрузке в положении статического равновесия.

В окончательном виде система дифференциальных уравнений возмущенного движения трактора имеет следующий вид:

$$\ddot{x}_c = \left\{ - \sum_{i=1}^2 [Y_i \sin(\theta + \eta_i + \eta_{0i}) - (P_{fi} - P_{ki}) \cos(\theta + \eta_i + \eta_{0i})] - \sum_{i=3}^4 [y_i \sin \theta + (P_{fi} - P_{ki}) \cos \theta] \right\} / m;$$

$$\ddot{y}_c = \left\{ \sum_{i=1}^2 [Y_i \cos(\theta + \eta_i + \eta_{0i}) + (P_{ki} - P_{fi}) \sin(\theta + \eta_i + \eta_{0i})] + \sum_{i=3}^4 [Y_i \cos \theta + (P_{ki} - P_{fi}) \sin \theta] \right\} / m;$$

$$\ddot{z}_c = \left(\sum_{i=1}^2 P_{\pi i} + \sum_{i=3}^4 P_i \right) / m^*;$$

$$\ddot{\theta} = \left\{ \sum_{i=1}^2 \left[Y_i L_1 \mp (P_{fi} - P_{ki}) d_{ki} \right] \cos(\eta_i + \eta_{0i}) - \sum_{i=3}^4 \left[Y_i L_2 \pm (P_{fi} - P_{ki}) d_{ki} - M_{si} \right] \right\} / I_z; \quad (3)$$

$$\ddot{\psi} = \sum_{i=3}^4 (\mp P_i d_{ki}) \cos \psi / I_x;$$

$$\ddot{\phi} = \left(\sum_{i=1}^2 P_{\pi i} L_1 - \sum_{i=3}^4 P_i L_2 \right) \cos \phi / I_y;$$

$$\ddot{\psi}_1 = \left\{ \sum_{i=1}^2 (\mp P_{\pi i} d_{\pi i}) \cos \psi_1 + M_{\psi_1} \right\} / I_{x0};$$

$$\ddot{z}_i = (P_i - P_{\pi i}) / m_i;$$

$$\ddot{\eta}_1 = (I_{z2} E_2 \dot{\eta}_1^2 + \sum_{i=1}^2 M_{\Gamma i} + M_1) / (I_{z1} + I_{z2} E_1 + N_1 - N_2);$$

$$\dot{\xi}_i = \left[-\dot{y}_c - \dot{\theta} (L_1 \cos \theta \mp d_{\pi i} \sin \theta \cos \psi_1 - \dot{\psi}_1 L_{ci} \cos \theta - ((\dot{z}_{\pi i} - \dot{z}_i) \cos \theta - \theta l_{ai} \sin \theta) \sin(\alpha_i + \psi_1) \pm (\dot{\theta} + \dot{\eta}_1) l_i \times \right. \\ \left. \times \sin(\theta + \eta_i + \eta_{0i}) - v_{ki} (\sin \eta_i + \psi_i \cos \eta_i) \right] / \cos \eta_i, \quad i = 1, 2;$$

$$\dot{\psi}_i = v_{ki} [u_{1i} \xi_i - u_{2i} \psi_i - u_{3i} (\alpha_i + \psi_1)] - \dot{\theta} - \dot{\eta}_1, \quad i = 1, 2;$$

$$\dot{\xi}_i = -\dot{y}_c + \dot{\theta} (L_2 \cos \theta \pm d_{ki} \sin \theta) - v_{ki} \psi_i, \quad i = 3, 4;$$

$$\dot{\psi}_i = v_{ki} (u_{1i} \xi_i - u_{2i} \psi_i - u_{3i} \psi) - \dot{\theta}, \quad i = 3, 4,$$

где Y_i, P_i - боковая и вертикальная реакция опорной поверхности на i -е управляемое колесо; $P_{\pi i}$ - усилие в i -м элементе подвески; M_{si} - стабилизирующий момент шины i -го колеса; M_1 - момент, учитывающий силу сопротивления качению колес, упругость рулевого привода, касательную силу тяги и т.д.; $M_{\Gamma 1}, M_{\Gamma 2}$ - моменты, обусловленные упругими и гироскопическими связями в переднем мосту; M_{ψ_1} - момент, обусловленный изменением угла ψ_1 ; N_1, N_2 - коэффициенты, определяющие особенности балансирной подвески управляемых колес и кинематику рулевой трапеции; E_1, E_2 - коэффициенты геометрической связи между скоростями и ускорениями левого и правого управляемых колес при конечных углах поворота.

$$Y_i = c_{0i} \xi_i + k_{0i} \dot{\xi}_i + Z_i \sin \gamma_i \cos \lambda_i, \quad i = 1, 2;$$

$$Y_i = c_{0i} \xi_i + k_{0i} \dot{\xi}_i, \quad i = 3, 4;$$

$$M_{si} = c_{\theta i} \psi_i + k_{\theta i} \dot{\psi}_i, \quad i = \overline{1, 4};$$

$$P_i = c_i (q_i - z_i) + k_i (\dot{q}_i - \dot{z}_i), \quad i = \overline{1, 4};$$

$$P_{\pi i} = c_{\pi i}(z_i - z_{\pi i}) + k_{\pi i}(\dot{z}_i - \dot{z}_{\pi i}), -F_{T i} \text{sign}(\dot{z}_{\pi i} - \dot{z}_i), i = 1, 2;$$

$$N_1 = h_{x1} I_{k1} l_1 / r_{k1}^2; N_2 = h_{x2} I_{k2} l_2 E_2 / r_{k2}^2;$$

$$M_{r1} = h_{x1} I_{k1} [\dot{v}_1 - \ddot{\theta}_1 - (\dot{q}_1 - \dot{z}_1) v_{k1} / r_{k1}] / r_{k1}^2;$$

$$M_{r2} = h_{x2} I_{k2} [\dot{v}_2 + (E_2 \dot{\eta}_1^2 - \ddot{\theta}) l_2 + (\dot{q}_2 - \dot{z}_2) v_{k2} / r_{k2}] / r_{k2}^2;$$

$$m^* = m - (m_1 + m_2),$$

здесь γ_i - угол между вертикалью и осевой линией i -го шкворня; λ_i - угол между проекцией осевой линии i -го шкворня на плоскости опорной поверхности и продольной осью трактора; h_{x1} , h_{x2} - плечи обкатки левого и правого управляемых колес; v_{k1} , v_{k2} - скорости центров левого и правого управляемых колес; I_{k1} , I_{k2} - моменты инерции управляемых колес относительно их осей вращения; l_1 , l_2 - длины поворотных цапф управляемых колес.

Полученная система нелинейных дифференциальных уравнений решалась численным методом Рунге - Кутты четвертого порядка по разработанной на языке ФОРТРАН-IV программе.

Эта программа позволяет моделировать на ЭЦВМ курсовое движение трактора

с учетом случайных возмущений опорной поверхности и нивелирующей способности шин. Кроме того, в подпрограмму интегрирования системы управлений включены блоки проверки и учета отрыва и бокового скольжения колес и пробоя подвески. Результаты расчета могут быть представлены в виде специально разработанных форм: массивы численных значений или графики решений системы уравнений; ее старших производных и реакций опорной поверхности; массивы или графики автокорреляционной функции и спектральной плотности и массивы ос-

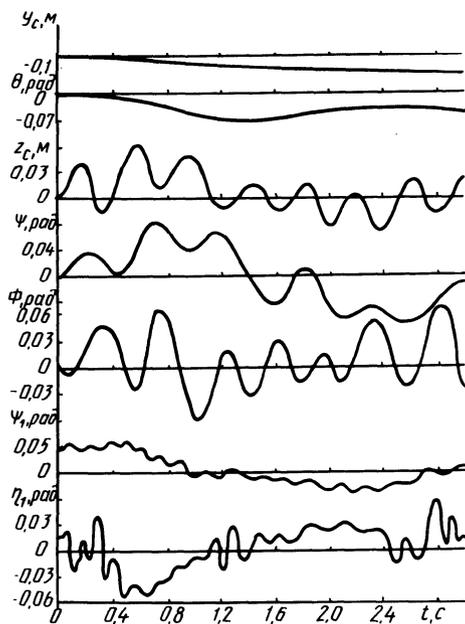


Рис. 2. Изменение во времени параметров движения трактора.

новых статистических характеристик [9] любых параметров движения моделируемой механической системы; результаты исследования влияния параметров трактора на его курсовую устойчивость движения и устойчивость движения управляемых колес и др.

На рис. 2 приведены некоторые результаты расчета, полученные по разработанной методике.

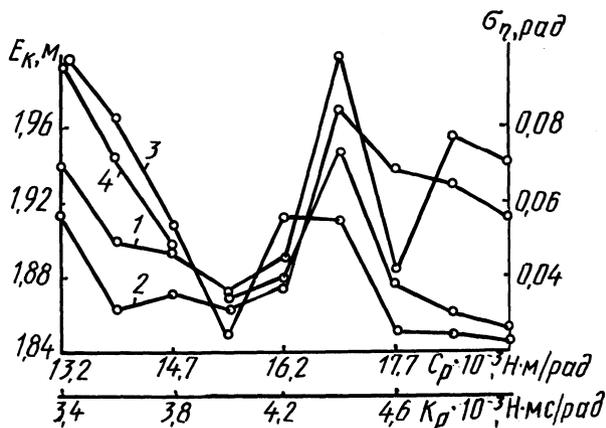


Рис. 3. Зависимость ширины коридора движения (E_k) 1 — от c_p ; 3 — от k_p и среднеквадратического значения амплитуды колебаний управляемых колес (σ_η), 2 — от c_p , 4 — от k_p

На рис. 3 показана зависимость коридора движения от суммарных коэффициентов жесткости и демпфирования рулевого привода.

Вывод. Разработанная методика позволяет производить расчет параметров движения и исследование влияния параметров ходовой системы трактора на его курсовую устойчивость движения с учетом угловых колебаний управляемых колес при условиях, максимально приближенных к реальным.

Л и т е р а т у р а

1. Акопян Р.А. Пневматическое подрессоривание автотранспортных средств. — Львов, 1980. — 208 с.
2. Терлецкий В.Г. Исследование колебаний управляемых колес трактора кл. 0,6 т. — Тракторы и сельхозмашины, 1961, № 8, с. 18–20.
3. Ясюкович Э.И., Ким В.А. Моделирование курсовой устойчивости движения колесного трактора на ЭЦВМ. — В сб.: Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин. Минск, 1980, вып. 15, с. 133–140.
4. Лурье А.И. Аналитическая механика.

ка. - М., 1961. - 824 с. 5. Келдыш М.В, Шимми переднего колеса трехколесного шасси. - Труды ЦАГИ им. проф. Жуковского, 1945, № 564, с. 1-34. 6. Неймарк Ю.И., Фураев Н.А. Динамика неголономных систем. - М., 1967. - 520 с. 7. Динамика системы дорога - шина - автомобиль - водитель / Под общ. ред. А.А.Хачатурова. - М., 1976. - 536 с. 8. Есипов М.И. Уравнения неголономных связей, наложенных на катящееся колесо с эластичной шиной: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. - М., 1953. - 25 с. 9. Математическое обеспечение ЕС ЭВМ. - Минск, 1979, вып. 10. - 240 с.

УДК 621.436

Г.М.Кухаренок, канд.техн.наук,
Д.М.Пинский (БПИ)

ВЛИЯНИЕ ЭФФЕКТИВНОГО ПРОХОДНОГО СЕЧЕНИЯ РАСПЫЛИТЕЛЕЙ ФОРСУНОК ФД-22 НА ПОКАЗАТЕЛИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИЗЕЛЯ Д-240

Одним из конструктивных параметров распылителя форсунки, который существенно влияет на протекание процесса впрыска топлива, является суммарное эффективное сечение сопловых отверстий μf . С изменением его величины меняется давление и продолжительность впрыска, качество распыливания топлива и его распределение по камере сгорания. Характер влияния эффективного сечения на показатели работы дизеля и допустимые отклонения его от оптимальных значений определяются способом смесеобразования.

В статье приводятся результаты исследования влияния величины эффективного проходного сечения сопловых отверстий распылителей форсунок ФД-22 с учетом подъема иглы распылителя на экономические и динамические показатели рабочего цикла форсированного тракторного дизеля Д-240.

Исследовались четырехсопловые распылители с различными диаметрами сопловых отверстий, обеспечивающими значения эффективных сечений сопловых отверстий без иглы $\mu_c f_c$, лежащих в диапазоне 0,19-0,33 мм², остальные параметры распылителей соответствовали ТУ 23.1.184-76Е. Для проведения испытаний подбирались распылители с разными μf , у которых пролив на стенде постоянного давления корпусов через центральное отверстие диаметром 6 мм и топливоподводящие каналы, а также пролив распылителей в сборе с иглой при максимальном ходе иглы $h_{и} = 0,3$ мм равнозначны (см. табл. 1).