

УДК 629.114.026

Александров Е.Е., Александрова Т.Е., Галушка Ю.В., Костяник И.В., Олиарник Б.А.,
Слюсаренко Ю.А.

ИМИТАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ КРИВОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ СО СТУПЕНЧАТОЙ ТРАНСМИССИЕЙ

Постановка задачи. Современная гусеничная машина является сложной динамической системой, содержащей взаимодействующие между собой агрегаты – двигатель внутреннего сгорания, трансмиссию, ходовую часть, на которой с помощью упругих и демпфирующих элементов укреплен подрессоренная часть корпуса. При движении гусеничной машины по пересеченной местности все эти элементы взаимодействуют друг с другом таким образом, что невозможно исследовать работу одного из агрегатов без учета работы всех остальных агрегатов. Особенно это касается разработки систем автоматического управления двигателем, трансмиссией и ходовой частью, когда составляется математическая модель объекта управления, который представляет собой не отдельный агрегат, а совокупность всех агрегатов в их взаимодействии. Последние разработки в области параметрического синтеза сложных технических систем [1] показали, что декомпозиция таких систем на отдельные агрегаты приводит к неэффективным результатам решения задач параметрического синтеза. С другой стороны, возможности современных ЭВМ в полной мере позволяют использовать методы теории сложных систем, в частности, методы имитационного моделирования, основанные на использовании математических моделей возмущенного движения объекта в случайной внешней среде с последующей параметрической оптимизацией объекта путем использования теории факторного эксперимента. Таким образом, целью настоящей работы является составление математической модели возмущенного движения гусеничной машины и формирование внешних воздействий на машину при движении ее по пересеченной местности.

Обобщенная структурная схема моделируемого объекта. На рис. 1 представлена обобщенная структурная схема гусеничной машины со ступенчатой трансмиссией, выполненной по бортовой схеме и содержащей две ступенчатые коробки передач по правому и левому бортам машины и два бортовых редуктора, через которые энергия от двигателя внутреннего сгорания передается к ведущим колесам правого и левого бортов.

Крутящий момент $M_{1\dot{A}}$, развиваемый дизелем, зависит от угловой скорости коленчатого вала $\omega_1(t)$ и положения рейки топливного насоса $h(t)$. Эта зависимость носит сложный характер. В работе [2] предложены аппроксимирующие зависимости для величины $M_{1\dot{A}}$. Так, для дизеля 6ТД аппроксимирующая формула имеет следующий вид:

$$M_{1\dot{A}} [\omega_1(t), h(t)] = -1,76 \cdot 10^5 [h(t - \tau) - 0,024] \times \\ \times [1 + 0,0033\omega_1(t) - 0,000011\omega_1^2(t)], \quad (1)$$

где τ – время запаздывания между перемещением рейки топливного насоса и реализацией соответствующего этому перемещению крутящего момента.

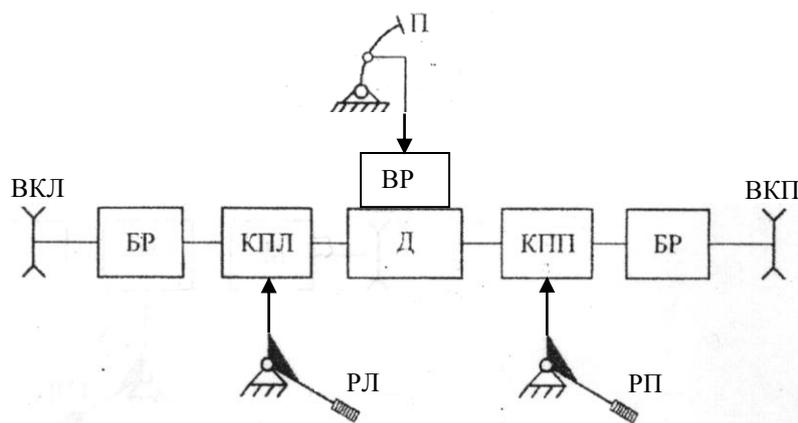


Рисунок 1 – Структурная схема объекта:

П – педаль управления подачей топлива; РП, РЛ – рычаги управления поворотом; Д – двигатель внутреннего сгорания; ВР – всережимный регулятор топливоподачи; КПП, КПЛ – бортовые коробки передач; БР – бортовой редуктор; ВКП, ВКЛ – ведущие колеса машины по правому и левому бортам

Угловые скорости ведущих колес гусеничной машины $\omega_{2\bar{I}}(t)$ и $\omega_{2\bar{E}}(t)$ связаны с угловой скоростью коленчатого вала $\omega_1(t)$ функциями

$$\omega_{2\bar{I}}(t) = i_{\bar{I}}^j \cdot i_{AD} \cdot \omega_1(t); \quad (2)$$

$$\omega_{2\bar{E}}(t) = i_{\bar{E}}^k \cdot i_{AD} \cdot \omega_1(t), \quad (3)$$

где $i_{\bar{I}}^j$ – передаточное отношение коробки передач по правому борту машины при включенной j -той передаче; $i_{\bar{E}}^k$ – передаточное отношение коробки передач по левому борту при включенной k -той передаче; i_{AD} – передаточное отношение бортового редуктора. При повороте вправо забегающим является левый борт. При этом имеет место соотношение $j=k-1$. При повороте влево забегающим бортом является правый $j=k+1$. Прямолинейное движение гусеничной машины осуществляется при одинаковых передаточных отношениях коробок передач правого и левого бортов $j=k$.

Активные моменты на ведущих колесах гусеничной машины $M_{2\bar{A}\bar{I}}$ и $M_{2\bar{A}\bar{E}}$ связаны с моментом $M_{1\bar{A}}$, развиваемым дизелем, следующими функциями[3]:

$$M_{2\bar{A}\bar{I}} = \frac{M_{1\bar{A}} \left(\eta_{AD} \eta_{\bar{I}}^j \right)^{\text{sign} N_{\bar{I}}}}{2i_{\bar{I}}^j \cdot i_{AD}}; \quad (4)$$

$$M_{2\bar{A}\bar{E}} = \frac{M_{1\bar{A}} \left(\eta_{AD} \eta_{\bar{E}}^k \right)^{\text{sign} N_{\bar{E}}}}{2i_{\bar{E}}^k \cdot i_{AD}}, \quad (5)$$

где η_{AD} – к.п.д. бортового редуктора; $\eta_{\bar{I}}^j$, $\eta_{\bar{E}}^k$ – к.п.д. бортовых коробок передач по правому и левому бортам машины.

Величины $N_{\bar{I}}$ и $N_{\bar{E}}$ в формулах (4), (5) это суммарные потоки активных мощностей и мощностей сопротивлений по правому и левому бортам машины

$$N_{\bar{I}} = N_{2\bar{A}\bar{I}} - N_{2\bar{I}\bar{I}} = (M_{2\bar{A}\bar{I}} - M_{2\bar{I}\bar{I}}) \omega_{2\bar{I}}(t); \quad (6)$$

$$N_{\bar{E}} = N_{2\bar{A}\bar{E}} - N_{2\bar{I}\bar{E}} = (M_{2\bar{A}\bar{E}} - M_{2\bar{I}\bar{E}}) \omega_{2\bar{E}}(t), \quad (7)$$

где $M_{2\dot{i}\dot{i}}$, $M_{2\dot{i}\dot{E}}$ – моменты нагрузки на ведущих колесах машины.

Если $N_{\dot{i}} \geq 0$; $N_{\dot{E}} \geq 0$, то имеет место тяговый режим работы машины, при котором активная мощность на ведущих колесах больше или равна мощности сопротивлений. При этом скорость движения машины возрастает или остается неизменной.

Если $N_{\dot{i}} < 0$; $N_{\dot{E}} < 0$, то имеет место режим торможения двигателем, при котором активная мощность на ведущих колесах меньше мощности сопротивлений. Скорость движения машины при этом уменьшается.

Если $N_{\dot{i}} > 0$; $N_{\dot{E}} < 0$ или $N_{\dot{i}} < 0$; $N_{\dot{E}} > 0$, то имеет место режим поворота с рекуперацией мощности, причем в первом случае забегающим является правый борт машины, а во втором – левый.

Момент нагрузки на коленчатом валу двигателя связан с моментами нагрузки на ведущих колесах $M_{2\dot{i}\dot{i}}$ и $M_{2\dot{i}\dot{E}}$ следующими соотношениями [4]:

$$M_{1\dot{i}} = \frac{M_{2\dot{i}\dot{i}} \cdot \dot{i}_{\dot{i}}^j \cdot \dot{i}_{\dot{A}\dot{D}}^k}{\left(\eta_{\dot{A}\dot{i}} \eta_{\dot{A}\dot{D}} \eta_{\dot{i}}^j\right)^{\text{sign}N_{\dot{i}}}} + \frac{M_{2\dot{i}\dot{E}} \cdot \dot{i}_{\dot{E}}^k \cdot \dot{i}_{\dot{A}\dot{D}}^k}{\left(\eta_{\dot{A}\dot{E}} \eta_{\dot{A}\dot{D}} \eta_{\dot{E}}^k\right)^{\text{sign}N_{\dot{E}}}}, \quad (8)$$

где $\eta_{\dot{A}\dot{i}}$, $\eta_{\dot{A}\dot{E}}$ – к.п.д. гусениц по правому и левому бортам машины.

И, наконец, воспользовавшись результатами работы [4], запишем расчетные соотношения для моментов нагрузки на ведущих колесах машины:

$$M_{2\dot{i}\dot{i}} = \left(\frac{I_2}{4} + I_i \frac{r^2}{B^2}\right) \frac{d\omega_{2\dot{i}}(t)}{dt} + \left(\frac{I_2}{4} - I_i \frac{r^2}{B^2}\right) \frac{d\omega_{2\dot{E}}(t)}{dt} + M_{2\dot{N}\dot{i}}(t) + M_C \frac{r}{B} \text{sign} \dot{\psi}(t); \quad (9)$$

$$M_{2\dot{i}\dot{E}} = \left(\frac{I_2}{4} - I_i \frac{r^2}{B^2}\right) \frac{d\omega_{2\dot{i}}(t)}{dt} + \left(\frac{I_2}{4} + I_i \frac{r^2}{B^2}\right) \frac{d\omega_{2\dot{E}}(t)}{dt} + M_{2\dot{N}\dot{E}}(t) - M_C \frac{r}{B} \text{sign} \dot{\psi}(t), \quad (10)$$

где $M_{2\dot{N}\dot{i}}(t)$, $M_{2\dot{N}\dot{E}}(t)$ – моменты сопротивления перематыванию гусениц по правому и левому борту, определяемые формулами:

$$M_{2\dot{N}\dot{i}}(t) = \frac{G}{2} \left[1 + \frac{2V(t)\dot{\psi}(t)H}{gB} \right] f_{\dot{i}} r, \quad (11)$$

$$M_{2\dot{N}\dot{E}}(t) = \frac{G}{2} \left[1 - \frac{2V(t)\dot{\psi}(t)H}{gB} \right] f_{\dot{E}} r. \quad (12)$$

В формулах (9)-(12) приняты следующие обозначения: G – вес гусеничной машины; r – радиус ведущего колеса; B – ширина колеи; H – расстояние от поверхности грунта до центра масс машины; $f_{\dot{i}}$, $f_{\dot{E}}$ – коэффициенты сопротивления движению машины; g – ускорение силы тяжести; I_i – момент инерции машины относительно

вертикальной оси, проходящей через центр тяжести; I_2 – приведенный к ведущим колесам момент инерции машины, учитывающий инерцию поступательного движения массы, а также вращающихся масс гусеничного движителя и определяемый формулой

$$I_2 = \frac{Gr^2}{g} + 2 \left(m_{\hat{A}} r^2 + I_{\hat{A}\hat{E}} + I_{\hat{I}\hat{E}} \frac{r^2}{r_{\hat{I}\hat{E}}^2} + n \cdot I_{\hat{I}\hat{E}} \frac{r^2}{r_{\hat{I}\hat{E}}^2} \right), \quad (13)$$

где $m_{\hat{A}}$ – масса гусеницы; $I_{\hat{A}\hat{E}}, I_{\hat{I}\hat{E}}, I_{\hat{I}\hat{E}}$ – моменты инерции относительно оси вращения ведущего колеса, направляющего колеса и опорного катка соответственно; $r_{\hat{I}\hat{E}}, r_{\hat{I}\hat{E}}$ – радиусы направляющего колеса и опорного катка; n – число опорных катков по одному борту машины; M_C – момент сопротивления повороту машины, определяемый формулой

$$M_C = \frac{\mu \cdot G \cdot L}{4} k_C, \quad (14)$$

где L – длина опорной ветви гусеницы; μ – коэффициент сопротивления повороту, определяемый формулой

$$\mu = \frac{\mu_{\max}}{a_{\mu} + (1 - a_{\mu}) \frac{R_3}{B} - b_{\mu} \left(\frac{R_3^2}{B^2} - 1 \right)}, \quad (15)$$

где коэффициенты $\mu_{\max}, a_{\mu}, b_{\mu}$ определяются свойствами грунта, а величина R_3 представляет собой радиус поворота по забегающему борту

$$R_3 = \frac{V(t)}{\dot{\psi}(t)} + 0,5B. \quad (16)$$

Коэффициент k_C в формуле (14) равен

$$k_C = \frac{\left[L^2 + 4x_O^2(t) \right] \cdot \left[L^2 + 4x_{\hat{A}} x_O(t) \right]}{L^4}, \quad (17)$$

где $x_{\hat{A}}$ – величина смещения центра масс машины относительно середины опорных поверхностей гусениц; x_O – величина смещения полюса поворота гусеницы относительно середины опорной поверхности гусеницы, причем

$$x_O(t) = \frac{V^2(t)L}{2\mu Rg}. \quad (18)$$

В формулах (9)-(12), (16) и (18) через $V(t)$ обозначена скорость движения центра масс гусеничной машины, а через $\dot{\psi}(t)$ – угловая скорость поворота корпуса машины.

Математическая модель возмущенного движения гусеничной машины. При движении гусеничной машины по пересеченной местности водитель при выборе траектории движения манипулирует педалью управления подачей топлива и рычагами переключения передач. С помощью этих органов управления водитель задает требуемую

скорость движения центра масс $V(t)$ и угловую скорость поворота корпуса машины, а, следовательно, и текущий радиус поворота $R(t)$

$$R(t) = \frac{V(t)}{\dot{\psi}(t)}. \quad (19)$$

Запишем уравнение динамического равновесия коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания

$$I_1 \frac{d\omega_1(t)}{dt} = M_{1\ddot{A}} [\omega_1(t), h(t)] - M_{1\dot{I}}, \quad (20)$$

где I_1 – приведенный к коленчатому валу момент инерции подвижных частей дизеля.

Активный момент и момент нагрузки, входящие в правую часть уравнения (20), определяются формулами (1) и (8).

В правую часть формулы (1) входит переменная $h(t)$, определяющая положение рейки топливного насоса дизеля. Это положение устанавливается всережимным регулятором дизеля и определяется настройкой всережимного регулятора, задаваемой педалью управления подачей топлива, и значением угловой скорости коленчатого вала дизеля. В общем случае уравнение динамики всережимного регулятора записывается в виде дифференциального уравнения в неявной форме

$$\Phi [h^{(m)}(t), h^{(m-1)}(t), \dots, h'(t), h(t)] = f [\omega_1(t), \alpha(t)], \quad (21)$$

где $\alpha(t)$ – настройка всережимного регулятора.

Моменты нагрузки на ведущих колесах $M_{2\dot{I}}^i$ и $M_{2\dot{I}}^E$ определяются формулами (9)-(18) и, в конечном итоге, определяются свойствами грунта и рельефом местности (коэффициенты $f_I^j, f_E^k, \mu_{\max}, a_\mu, b_\mu$), конструктивными особенностями машины (величины $G, I_2, I_I^j, m_{\ddot{A}}, L, r, r_{I\dot{E}}^j, r_{I\dot{E}}^k, B, H, x_{\ddot{A}}$), а также параметрами движения гусеничной машины (скоростью движения центра масс $V(t)$ и угловой скоростью поворота корпуса $\dot{\psi}(t)$), которые определяются соотношениями

$$V(t) = 0,5r \cdot i_{AD} [i_I^j + i_E^k] \omega_1(t); \quad (22)$$

$$\dot{\psi}(t) = \frac{r}{B} \cdot i_{AD} [i_I^j - i_E^k] \omega_1(t). \quad (23)$$

Боковой снос гусеничной машины $y(t)$ определяется уравнением

$$\dot{y}(t) = -V(t) \sin \psi(t). \quad (24)$$

Уравнения (20)-(24) образуют математическую модель криволинейного движения гусеничной машины по пересеченной местности.

Имитация внешних возмущений, действующих на гусеничную машину. Через f_0 обозначим коэффициент сопротивления перематыванию гусеницы при движении по идеально горизонтальной поверхности с заданными свойствами грунта. При движении машины по пересеченной местности неровности трассы приводят к непрерывному изменению коэффициентов сопротивления f_I^j, f_E^k по бортам машины. Положим

$$\begin{aligned} f_{\dot{I}}(t) &= f_0 + \Delta f_{\dot{I}}(t); \\ f_{\dot{E}}(t) &= f_0 + \Delta f_{\dot{E}}(t), \end{aligned} \quad (25)$$

где $\Delta f_{\dot{I}}(t), \Delta f_{\dot{E}}(t)$ – случайные функции времени, связанные с изменениями моментов сопротивления формулами

$$\begin{aligned} \Delta M_{2\dot{N}\dot{I}}(t) &= \frac{G}{2} r \cdot \Delta f_{\dot{I}}(t); \\ \Delta M_{2\dot{N}\dot{E}}(t) &= \frac{G}{2} r \cdot \Delta f_{\dot{E}}(t). \end{aligned} \quad (26)$$

Кривая спектральной плотности случайной функции $\Delta M_{2\dot{N}}(t)$, полученная путем обработки экспериментальных данных [1], приведена на рис. 2. Анализ кривой спектральной плотности позволяет сделать вывод о наличии двух явно выраженных резонансных пиков на частотах ω_{p1} и ω_{p2} . Частота ω_{p1} является средней частотой повторения неровностей, а частота ω_{p2} – частотой собственных колебаний подрессоренной части корпуса гусеничной машины.

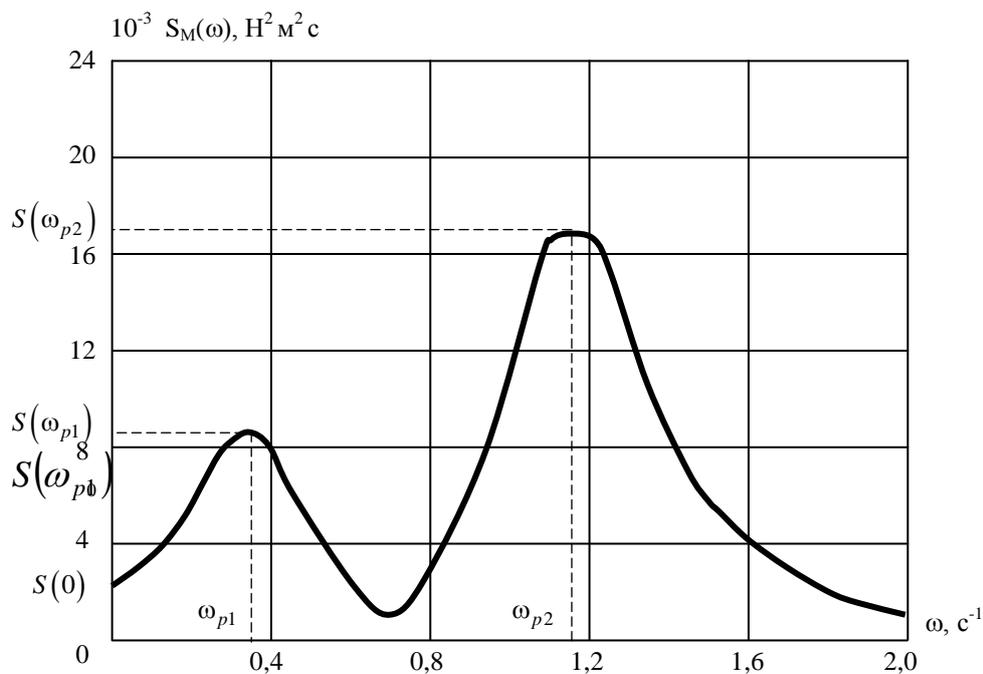


Рисунок 2 – Спектральная плотность величины $\Delta M_{2\dot{N}}(t)$

В соответствии с результатами работы [1] случайная функция $\Delta M_{2\dot{N}}(t)$ может быть получена с помощью формирующего динамического звена, на вход которого подан единичный некоррелированный "белый шум" $\xi(t)$, а на выходе имеет место случайная функция $\Delta M_{2\dot{N}}(t)$ (рис. 3).

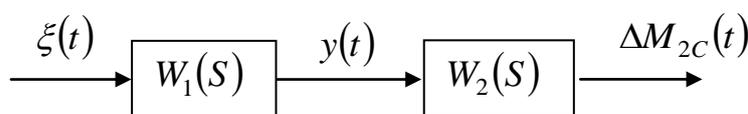


Рисунок 3 – Формирующее звено

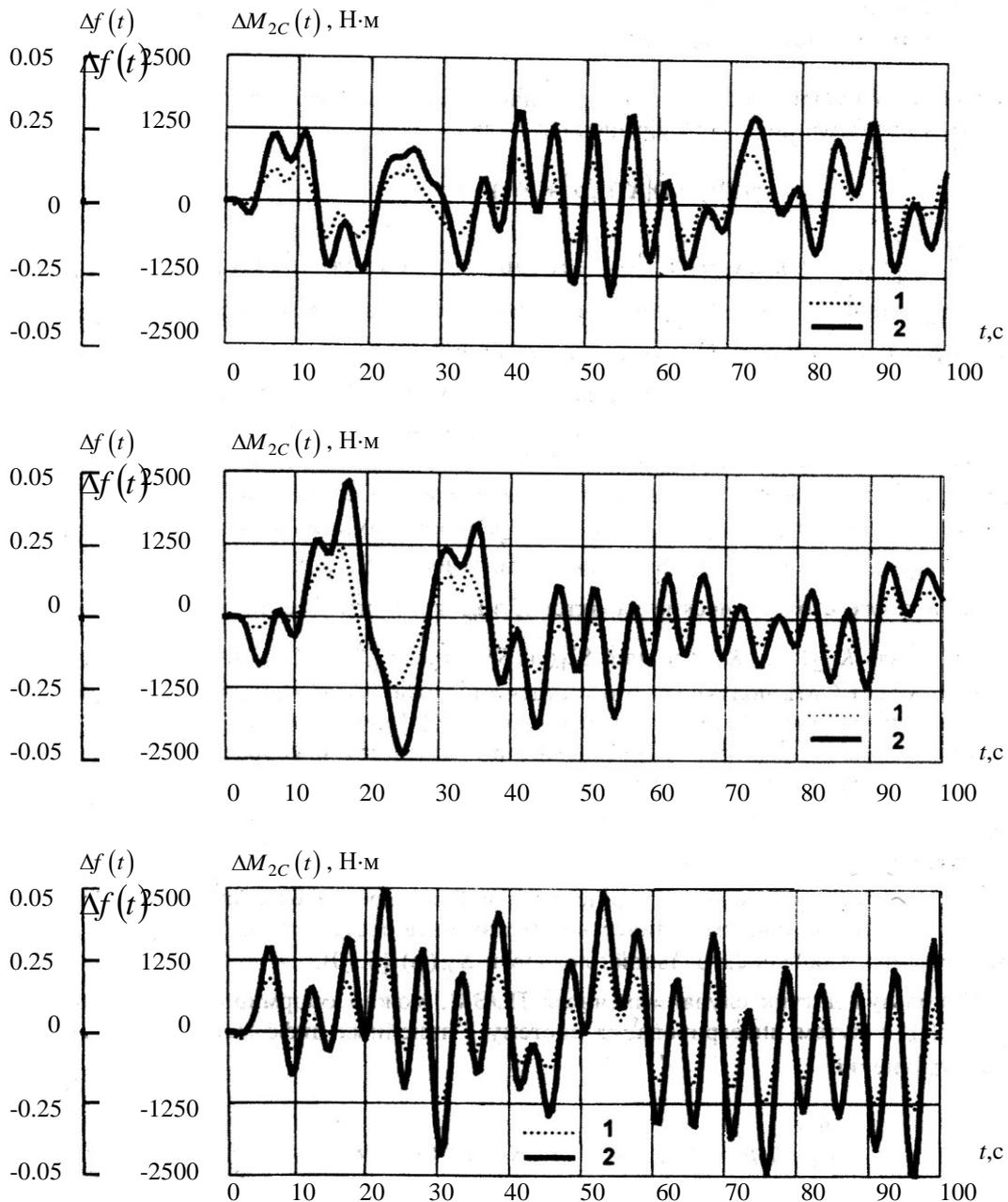


Рисунок 4 – Случайная функция $\Delta M_{2\tilde{N}}(t)$ при различных реализациях "белого шума"

Передаточные функции звеньев, составляющих формирующее звено, имеют вид [1]

$$W_1(S) = \frac{K}{T_{11}^2 S^2 + T_{12} S + 1}; \quad (27)$$

$$W_2(S) = \frac{1}{T_{21}^2 S^2 + T_{22} S + 1}. \quad (28)$$

В соответствии с (28) дифференциальные уравнения, связывающие входные и выходные переменные звеньев, записываются в виде

$$T_{11}^2 \ddot{y}(t) + T_{12} \dot{y}(t) + y(t) = K\xi(t); \quad (29)$$

$$T_{21}^2 \Delta \ddot{M}_{2C}(t) + T_{22} \Delta \dot{M}_{2C}(t) + \Delta M_{2C}(t) = y(t). \quad (30)$$

Постоянные времени T_{11} и T_{21} и коэффициент усиления K , входящие в соотношения (27), (28) и уравнения (29), (30), определяются видом кривой спектральной плотности случайной функции $\Delta M_{2C}(t)$, приведенной на рис. 2 и составляют

$$T_{11} = \frac{1}{\omega_{p1}}; \quad T_{21} = \frac{1}{\omega_{p2}}; \quad K = \sqrt{S(0)}.$$

Постоянные времени T_{12} и T_{22} определяются из соотношений

$$S(\omega_{p1}) = \frac{S(0)}{T_{12}^2 \omega_{p1}^2 \left[\left(1 - \frac{\omega_{p1}^2}{\omega_{p2}^2} \right)^2 + \omega_{p1}^2 T_{22}^2 \right]};$$

$$S(\omega_{p2}) = \frac{S(0)}{T_{22}^2 \omega_{p2}^2 \left[\left(1 - \frac{\omega_{p2}^2}{\omega_{p1}^2} \right)^2 + \omega_{p2}^2 T_{12}^2 \right]}.$$

На рис. 4 приведены решения системы (29), (30) при нулевых начальных условиях и при различных реализациях "белого шума". Алгоритм формирования "белого шума" приведен в работе [5]. Эти решения имитируют внешние возмущения со стороны грунта на гусеничную машину, причем случайные функции $\Delta M_{2C}(t)$ и $\Delta f(t)$ связаны между собой соотношениями (26). Кривая 1 на рис. 4 соответствует случайной функции $\Delta f(t)$, а кривая 2 – случайной функции $\Delta M_{2C}(t)$.

Заключение. Разработана имитационная модель движения гусеничной машины с бортовыми ступенчатыми коробками передач при ее движении по пересеченной местности. Модель содержит дифференциальные уравнения (20), (21), (29), (30) и кинематические соотношения (22), (23), (24). С помощью предложенной имитационной модели можно решать задачи параметрического синтеза систем автоматического управления движением гусеничной машины.

Литература

1. Александров Е.Е., Волонцевич Д.О., Лебедев А.Г. и др. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин. – Харьков, 2001. – 640 с.
2. Александров Е.Е., Богаенко И.Н., Кузнецов Б.И. Многоканальные системы оптимального управления. – К.: Техніка, 1995. – 312 с.
3. Аврамов В.П., Александров Е.Е., Кононенко В.А. Об определении тяговых моментов на ведущих колесах гусеничной машины // Теория механизмов и машин. – 1980. – Вып. 28. – С. 87-90.
4. Аврамов В.П., Александров Е.Е., Кононенко В.А. Об определении моментов нагрузки на коленчатом валу двигателя внутреннего сгорания при криволинейном движении гусеничной машины // Динамика и прочность машин. – 1979. – Вып. 29. – С. 111-114.
5. Александрова Т.Е. Исследовательский стенд для натурных испытаний элементов моторно – трансмиссионного отделения гусеничных машин специального назначения // Вестник Харьковского государственного автомобильно – дорожного технического университета. – 2001. – вып. 15-16. – С. 180-182.