

УДК 623.438.3.

© Парфенов Е.И., Дидусев Б.А., Котяшев Н.Н.
Parfenov E., Didusev B., Kotiashev N.

МЕТОД АНАЛИЗА ПРОСТРАНСТВЕННОГО ДВИЖЕНИЯ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ КАК ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ПРИ СЛУЧАЙНЫХ ВОЗМУЩЕНИЯХ

ANALYSIS METHOD OF SPATIAL MOTION OF TRACKED VEHICLE AS A DYNAMIC SYSTEM WITH RANDOM PERTURBATIONS

Аннотация. Предложен метод анализа пространственного движения гусеничной машины как динамической системы при случайных возмущениях. В качестве оценочного параметра принято математическое ожидание числа выбросов амплитуд колебаний за пределы области их допустимых значений, зависящее от типа системы поддрессирования, скорости машины и характеристик дорожного профиля.

Annotation. Analysis method of spatial motion of tracked vehicle as a dynamic system with random perturbations. As the estimated parameter accepted expectation of the number of emission amplitudes outside the range of their allowable values, depending on the type of suspension system, the machine speed and the characteristics of road profiles.

Ключевые слова. Пространственное движение гусеничной машины, система поддрессирования, профиль пути, случайные возмущения, обобщенный показатель оценки колебательного движения.

Key words. The spatial movement of tracked vehicles, suspensions system, profile of road, random perturbations, a generic measure assessing of the vibrational motion.

При движении гусеничной машины (ГМ) по неровностям дорог и местности ее корпус совершает сложное пространственное движение, определяемое величиной скорости машины и характеристиками дорожного профиля. Колебания корпуса ГМ накладывают ограничения, с одной стороны, на конструкцию машины, с другой – на работоспособность членов экипажа и оборудования и являются фактором, сдерживающим и скорости движения машины, и эффективность выполняемых экипажем ГМ функциональных задач. Это требует детального исследования колебательного движения ГМ как динамической системы при случайных возмущениях.

При анализе параметров пространственного движения машины, за исключением особых случаев, связанных с устойчивостью движения, допустимо рассматривать движение корпуса ГМ в вертикальной плоскости, параллельной направлению движения и вертикальной плоскости, перпендикулярной направлению движения, при

условии, что движение прямолинейное.

Это обусловлено тем, что именно в этих плоскостях параметры колебательного движения корпуса имеют наибольшие значения, величины которых (с исключением трендов) целиком и полностью определяются качеством системы поддрессирования и оказывают наибольшее влияние на функциональные параметры ГМ, узлы и агрегаты ГМ, на ее экипаж и оборудование.

Учитывая вышеизложенное, математическую модель движения ГМ сформируем при следующих допущениях: движение машины прямолинейное; угол наклона пути к горизонтальной плоскости мал и им можно пренебречь.

Для описания прямолинейного движения машины примем следующие обобщенные координаты (рис. 1):

η – горизонтальное перемещение центра тяжести ГМ, отсчитываемое от неподвижной точки o в направлении движения;

Парфенов Евгений Иванович – доктор технических наук, с.н.с., ведущий научный сотрудник 38 НИИИ МО РФ, тел. (495)543-36-76;
Дидусев Борис Андреевич – доктор технических наук, профессор, главный научный сотрудник 38 НИИИ МО РФ;
Котяшев Николай Николаевич – доктор технических наук, профессор, ведущий научный сотрудник 4 ЦНИИ МО РФ.

Parfenov Evgeniy – Doctor of Technical Sciences, Leading Researcher 38 SRII MD RF, tel.(495)543-36-76;
; Didusev Boris – Doctor of Technical Sciences, professor, Chief Researcher 38 SRII MD RF;
Kotiashev Nikolay – Doctor of Technical Science, professor, Leading Researcher 4 CSRI MD RF.

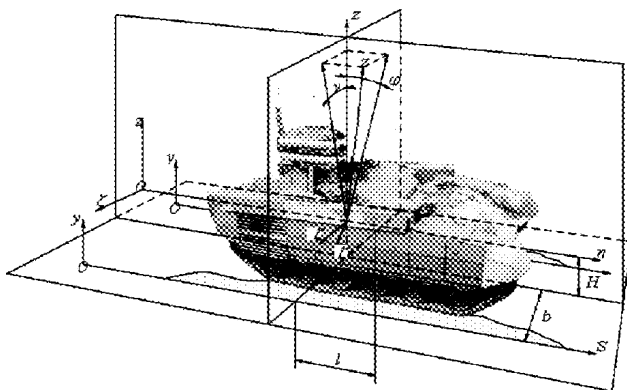


Рис. 1. Расчетная схема пространственного движения ГМ

z – вертикальное перемещение центра тяжести корпуса ГМ;

φ – угловое перемещение корпуса ГМ относительно поперечной оси в плоскости $zo\eta$;

γ – угловое перемещение корпуса ГМ относительно продольной оси в плоскости $zo\zeta$.

Систему координат примем декартовую, правую.

При отсутствии колебаний оси cz^* и $c\zeta^*$ совпадают с осями cz и $c\zeta$. Для составления уравнений движения корпуса по обобщенным координатам воспользуемся уравнением Лагранжа [1,2]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i; \quad i = \eta, z, \varphi, \gamma, \quad (1)$$

где q_i – обобщенная координата;

T – кинетическая энергия машины;

Q_i – обобщенная сила по i -й координате.

Из соотношения (1) следует

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\eta}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \eta} = Q_\eta; \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{z}} \right) - \frac{\partial T}{\partial z} = Q_z; \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = Q_\varphi; \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\gamma}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \gamma} = Q_\gamma. \end{cases} \quad (2)$$

Учитывая, что гусеничные машины движутся в основном по грунтовым дорогам и бездорожью, любой реальный профиль пути движения ГМ в координатах (y, S) можно представить в виде зависимости:

$$y = y(S), \quad (3)$$

где S – линейная координата, отсчитываемая от неподвижной точки в направлении движения машины;

y – отклонение профиля пути по вертикали относительно горизонтальной линии, принятой за начало отсчета высот неровностей.

Введение дополнительной координаты S вместо координаты η необходимо потому, что в некоторых случаях $\eta \neq S$. Координата η имеет определенную кинематическую связь с координатой S . Эта связь выражается следующей зависимостью [2]:

$$S = \eta + (H_0 + z - y_0)\varphi, \quad (4)$$

где H_0 – высота центра тяжести корпуса машины, замеренная на ровной горизонтальной поверхности в статическом положении;

y_0 – координата центра тяжести той ветви гусеницы, которая непосредственно взаимодействует с грунтом.

Учитывая то обстоятельство, что при движении ГМ ее гусеницы не полностью копируют профиль вследствие сглаживания мелких неровностей, то величина y_0 может быть найдена из соотношения

$$y_0 = \frac{1}{L} \int_0^L y(s) ds, \quad (5)$$

где L – длина опорной поверхности ГМ.

При практическом решении задач, связанных с анализом движения ГМ, вследствие малых значений формулу (4) можно записать в более простом виде

$$S = \eta + H_0 \cdot \varphi. \quad (6)$$

Кинетическая энергия ГМ как механической системы запишется в виде соотношения

$$T = \sum_1^4 T_k, \quad (7)$$

где T_1 – кинетическая энергия корпуса ГМ;

T_2 – кинетическая энергия гусениц;

T_3 – кинетическая энергия деталей двигателя и трансмиссии, участвующих в относительном движении;

T_4 – кинетическая энергия опорных катков.

Запишем выражение кинетической энергии T_1 корпуса ГМ в принятых координатах системы

$$T_1 = \frac{1}{2} \left[m_0 \left(\frac{d\eta}{dt} \right)^2 + m_0 \left(\frac{dz}{dt} \right)^2 + J_\varphi \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 + J_\gamma \left(\frac{d\gamma}{dt} \right)^2 \right], \quad (8)$$

где m_0 – подрессоренная масса ГМ;

J_φ, J_γ – моменты инерции корпуса ГМ относительно осей $o\zeta, o\eta$.

Выражение для кинетической энергии гусениц T_2 имеет следующий вид:

$$T_2 = \frac{1}{2} m_r \left[\left(\frac{d\xi_1}{dt} \right)^2 + \left(\frac{d\xi_2}{dt} \right)^2 \right] + \frac{1}{2} J_r \left(\frac{d\gamma}{dt} \right)^2, \quad (9)$$

где m_r – масса двух гусениц;

J_r – момент инерции гусениц относительно оси $o\eta$;

$\frac{d\xi_1}{dt}$ – абсолютная скорость центра тяжести гусеничного обвода;

$\frac{d\xi_2}{dt}$ – относительная скорость центра тяжести гусеничного обвода;

ничного обвода.

Запишем соотношение, определяющее кинетическую энергию деталей двигателя и трансмиссии ГМ, участвующих в относительном движении.

Очевидно, что
$$T_3 = \frac{1}{2} \sum_1^k J_j i_j \omega^2, \tag{10}$$

где J_j – момент инерции j -й массы;

i_j – передаточное число, приводящее угловую скорость массы к угловой скорости ведущего колеса;

ω – угловая скорость ведущего колеса, определяемая выражением

$$\omega = \frac{1}{r_{\text{вк}}} \left(\frac{d\lambda}{dt} \right) = \frac{1}{r_{\text{вк}}} v_{\Gamma}, \tag{11}$$

где $r_{\text{вк}}$ – радиус начальной окружности ведущего колеса;

λ, v_{Γ} – соответственно перемещение и скорость перемещения рабочей (нагруженной силой тяги) ветви гусеницы ГМ. При этом величина v_{Γ} находится из соотношения

$$v_{\Gamma} = \frac{dS}{dt} + \sigma \frac{dx}{dt}, \tag{12}$$

где σ – коэффициент, связывающий скорость перемещения заднего опорного катка относительно корпуса ГМ с относительной скоростью ветви гусеницы, нагруженной силой тяги машины;

x – перемещение опорного катка относительно корпуса машины, которое в принятой системе координат определяется следующим выражением:

$$x = x_0 - z - l \cdot \varphi - b \cdot \gamma + y, \tag{13}$$

где x_0 – статический ход катка;

l – расстояние от центра тяжести ГМ до поперечной оси катка;

b – расстояние от центра тяжести ГМ до продольной оси катка;

y – величина перемещения заднего опорного катка относительно корпуса ГМ, определяемая профилем пути.

Коэффициент σ , входящий в выражение (12) для гусеничных движителей, является переменным и зависит от положения заднего катка относительно корпуса ГМ или от угла наклона ψ нагруженной силой тяги (рабочей) ветви гусеницы на горизонтальной плоскости, то есть

$$\sigma = \sin \psi. \tag{14}$$

Однако при качественном анализе прямолинейного движения ГМ коэффициент σ может быть принят величиной постоянной, равной некоторому среднему значению σ^* . Скорость перемещения опорного катка относительно корпуса ГМ найдем из соотношения (13)

$$\dot{x} = -\dot{z} - l \cdot \dot{\varphi} - b \dot{\gamma} + \dot{y}. \tag{15}$$

Таким образом, учитывая соотношения (11–15),

выражение для кинетической энергии T_3 принимает вид

$$T_3 = \frac{1}{2} \sum_1^k J_j \left(\frac{i_j}{r_{\text{вк}}} \right)^2 (S + \sigma^* \cdot \dot{x})^2. \tag{16}$$

Выражение для кинетической энергии опорных катков может быть записано следующим образом:

$$T_4 = \frac{1}{2} \left(\sum_1^{2n} m_{kj} \dot{S}_{kj}^2 + \sum_1^{2n} J_{0kj} \dot{\varphi}_k^2 + \sum_1^{2n} J_{nkj} \dot{\gamma}_k^2 \right), \tag{17}$$

где m_{kj} – масса j -го катка;

J_{0kj}, J_{nkj} – моменты инерции j -го катка относительно его поперечной и продольной осей;

\dot{S}_{kj} – абсолютная скорость центра тяжести j -го катка;

n – число опорных катков одного борта ГМ.

Выполнив преобразования левой части выражений (2), дифференциальные уравнения прямолинейного движения ГМ примут следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} m_0 + \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial}{\partial \dot{\eta}} \sum_2^4 T_k \right) - \sigma^* \cdot A_r (\dot{S} + \sigma^* \cdot \dot{x}) \frac{\partial^2 y}{\partial S^2} \dot{S} &= Q_{\eta}; \\ m_0 \ddot{z} - \sigma^* \cdot A_r (\dot{S} + \sigma^* \cdot \dot{x}) &= Q_z; \\ J_0 \ddot{\varphi} - h_0 \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_2}{\partial \dot{\eta}} \right) - \sigma^* \cdot l \cdot A_r (\dot{S} + \sigma^* \cdot \dot{x}) &= Q_{\varphi} + (m_0 \ddot{\eta} - Q_{\eta}) H_0; \\ J_{\eta} - \sigma^* \cdot b \cdot A_r (\dot{S} + \sigma^* \cdot \dot{x}) &= Q_{\varphi}. \end{aligned} \right\} \tag{18}$$

Перейдем теперь к аналитическому определению обобщенных сил $Q_p, i = \eta, z, \varphi, \gamma$. Запишем выражение элементарной работы всех сил, действующих на ГМ при прямолинейном движении

$$\delta A = - \sum_1^{2n} P_j \delta x_j + P_{\text{вк}} \delta \lambda - \delta A_{z0} - \delta A_{\varphi p} - \sum_1^{2n} G_{sj} \delta y + G_0 \delta z, \tag{19}$$

где P_j – сила, действующая от j -го опорного катка на корпус ГМ;

x_j – перемещение j -го катка относительно корпуса ГМ;

$\delta A_{\varphi p}$ – элементарная работа, затрачиваемая на деформацию грунта;

δA_{z0} – элементарная работа сил трения в гусеничном движителе;

G_{sj} – вес j -го опорного катка с отнесенным к нему участком ветви гусеницы;

G_0 – сила тяжести подрессоренных частей ГМ.

Выполнив вычисление обобщенной силы по координате η , получим

$$Q_{\eta} = - \sum_1^{2n} (P_j + G_{sj}) \frac{\partial y}{\partial S} + P_{\text{вк}} - \frac{\partial A_{z0}}{\partial S} - \frac{\partial A_{\varphi p}}{\partial S}. \tag{20}$$

Проведем анализ каждого слагаемого соотношения (20). Частная производная $\frac{\partial y}{\partial S}$ равна тангенсу угла наклона профиля пути y под j -м катком к направлению отсчета координаты S . Сумма $(P_j + G_{sj})$ представляет собой нормальную к направлению S силу, действующую от j -го

катка на опорную поверхность, следовательно, произведение $(P_j + G_{kj}) \frac{\partial y}{\partial S}$ есть проекция составляющей реакции грунта, действующей на каток, на направление движения ГМ. Таким образом, первый член выражения (20) представляет собой силу сопротивления прямолинейному движению ГМ, возникающую за счет неровностей профиля пути. Если неровностей нет, то очевидно, что $\frac{\partial y}{\partial S} = 0$, и первый член выражения (20) равен нулю.

Второе слагаемое силы Q_η представляет собой силу тяги, развиваемую двигателем и приведенную к начальной окружности ведущего колеса. Более точно, это сила тяги, которая передается от ведущих колес на рабочие ветви гусениц. Частная производная $\frac{\partial A_{\text{св}}}{\partial S}$ эквивалентна силе, потребной на перематывание гусениц и преодоление сопротивлений в гусеничном движителе. В дальнейшем эту силу будем называть силой сопротивления гусеничного движителя, обозначив ее как $R_{\text{дв}}$. Частная производная $\frac{\partial A_{\text{св}}}{\partial S}$ эквивалентна силе сопротивления прямолинейному движению ГМ, зависящей от природы грунта. Эту силу назовем силой сопротивления движению и обозначим через R_ρ . Введенные обозначения позволяют записать силу в более удобном для дальнейшего анализа виде

$$Q_\eta = - \sum_1^{2n} (P_j + G_{kj}) \frac{\partial y}{\partial S} + P_{\text{вк}} - R_{\text{с.д.}} - R_0. \quad (21)$$

При наличии силы тяги на крюке $R_{\text{кр}}$ в соотношении (21) добавляется член $R_{\text{кр}}$. В дальнейшем, в связи с тем, что сила тяги на крюке незначительно влияет на колебание корпуса ГМ, а лишь вызывает продольный дифферент, примем $R_{\text{кр}} = 0$.

Выражение для обобщенной силы по координате z имеет вид

$$Q_z = \sum_1^{2n} P_j - \sigma^* \times P_{\text{вк}} - G_0. \quad (22)$$

Первый член (22) представляет собой сумму сил, действующих от опорных катков на корпус ГМ через элементы системы поддрессоривания. Произведение $(\sigma^* \times P_{\text{вк}})$ отражает влияние силы тяги $P_{\text{вк}}$ на вертикальное перемещение центра тяжести ГМ.

Запишем соотношение для обобщенной силы по координате φ

$$Q_\varphi = \sum_1^{2n} P_j l_j - \sigma^* \times l \times P_{\text{вк}} + H_0 Q_\eta. \quad (23)$$

Первый член правой части (23) соответствует сумме моментов сил, действующих от катков на корпусе ГМ, а второй и третий члены учитывают влияние на угловое перемещение корпуса по координате φ силы тяги $P_{\text{вк}}$ и обобщенной силы по координате η , то есть продольной силы, действующей в плоскости опорной поверхности гусениц.

Соотношения для обобщенной силы Q_γ по координате γ имеет вид

$$Q_\gamma = \sum_1^{2n} P_j b_j - P_{\text{вк}} \sigma^* \times b. \quad (24)$$

Первый член полученного соотношения соответствует сумме моментов сил, действующих от катков на корпус ГМ в поперечной плоскости, а второй учитывает влияние силы тяги $P_{\text{вк}}$ на угловое перемещение корпуса в этой плоскости.

С учетом соотношений для обобщенных сил система уравнений (18) может быть преобразована в систему вида

$$\left. \begin{aligned} m_\eta \ddot{\eta} &= - \sum_1^{2n} (P_j - G_{kj}) \frac{\partial y_j}{\partial S} + P_{\text{вк}}^{(\Sigma)} - R_{\text{с.д.}}^{(\Sigma)} - R_0^{(\Sigma)}; \\ m_z \ddot{z} &= \sum_1^{2n} P_j - P_{\text{вк}}^{(\Sigma)} \sin \alpha - G_0; \\ J_{II} \ddot{j} &= \sum_1^{2n} l_j P_j - P_{\text{вк}}^{(\Sigma)} l_j^* \times \sin \alpha + HF_\eta; \\ J_{III} \ddot{\gamma} &= \sum_1^{2n} P_j b_j - P_{\text{вк}}^{(\Sigma)} b_j^* \times \sin \alpha, \end{aligned} \right\} \quad (25)$$

где m_η , m_z , J_{II} , J_{III} – приведенные к соответствующим обобщенным координатам массы деталей и агрегатов, участвующие, как в абсолютном, так и в относительном движениях;

P_j – силы, действующие от j -го опорного катка на корпус ГМ;

l_j – расстояние от центра тяжести поддрессоренной массы до плоскости, проходящей через поперечную ось j -го катка, причем знак $l_j = (+)$ для катков, расположенных от центра тяжести к носу ГМ;

b_j – расстояние от центра тяжести поддрессоренной массы до плоскости, проходящей через продольную ось j -го катка, причем знак $b_j = (+)$ для катков левого борта ГМ;

$P_{\text{вк}}^{(\Sigma)} = P_{\text{вк}}^{(i)} + P_{\text{вк}}^{(n)}$ – суммарная сила тяги на обеих гусеницах ГМ;

l_j^* – расстояние от центра тяжести поддрессоренной массы до плоскости, проходящей через ось заднего катка;

b_j^* – расстояние от центра тяжести поддрессоренной массы до плоскости, проходящей через продольную ось заднего катка; α – угол наклона рабочей ветви гусеницы к горизонтальной плоскости;

H – коэффициент, зависящий от конструктивных параметров ГМ, значение которого приближенно равно $H = H_0 + h_\rho$;

H_0 – высота центра тяжести поддрессоренной массы, замеренная в статическом положении на горизонтальной поверхности;

h_ρ – высота центра тяжести гусеничного обвода;

$R_{\text{св}}^{(\Sigma)}$ – сила сопротивления гусеничного обвода;

$R_0^{(\Sigma)}$ – сила сопротивления грунта;

G_{kj} – вес j -го катка;

G_0 – вес поддрессоренных частей ГМ;

y – функция, характеризующая профиль грунта в направлении движения;

S – координаты пути.

Уравнения (25) описывают прямолинейное движение ГМ по местности и одновременно являются уравнениями колебательного движения корпуса ГМ. Они позволяют оценить влияние гусеничного движителя, масс силовой цепи машины, положения центра тяжести корпуса машины по высоте и характеристик элементов систем поддрессоривания на плавность хода ГМ и, соответственно, на выполнение экипажем своих функциональных задач.

Для исследования колебаний поддрессоренного корпуса ГМ достаточно рассмотреть три последних уравнения системы (25).

$$\left. \begin{aligned} m_{II} \ddot{z} &= \sum_1^{2n} P_j - P_{\text{вк}}^{(\Sigma)} \sin \alpha - G_0; \\ J_{II} \ddot{j} &= \sum_1^{2n} l_j P_j - P_{\text{вк}}^{(\Sigma)} l_j * \times \sin \alpha + HF_{\eta}; \\ J_{III} \ddot{y} &= \sum_1^{2n} P_j b_j - P_{\text{вк}}^{(\Sigma)} b_j * \times \sin \alpha. \end{aligned} \right\} \quad (26)$$

Эти уравнения могут быть приняты в качестве основных дифференциальных уравнений колебаний корпуса при прямолинейном движении ГМ. Из выражений (26) следует, что колебания корпуса ГМ полностью определяются изменением сил P_j , действующих от катков на корпус, изменением сил тяги $P_{\text{вк}}^{(\Sigma)}$ на ведущих колесах, и, кроме того, продольно-угловые колебания корпуса определяются изменением сил F_{η} , действующих в плоскости опорных поверхностей гусениц.

Однако уравнениями (26) для исследования случайных колебаний корпуса ГМ воспользоваться довольно сложно вследствие того, что силы $P_j, P_{\text{вк}}^{(\Sigma)}, F_{\eta}$ носят случайный характер. Поэтому дальнейшее исследование уравнений (26) проведем при равномерном прямолинейном движении ГМ, то есть при выполнении условий

$$P_{\text{вк}}^{(\Sigma)} = \text{const}; \quad \int_0^S F_{\eta}(S) dS = 0. \quad (27)$$

Таким образом, при выполнении условий (27) постоянная составляющая обобщенной силы F_{η} равна нулю, и действие этой силы на продольно-угловые колебания будет проявляться только за счет ее переменных составляющих.

Исследования, проведенные в работе [3], показали, что влиянием сил F_{η} и $P_{\text{вк}}^{(\Sigma)} \sin \alpha$ на колебания корпуса ГМ можно пренебречь, а вместо приведенной массы m_{II} и

приведенных моментов инерции J_{II} и J_{III} брать действительные значения массы и моментов инерции, которые обозначим через m_0, J_0, J_{0II} . Тогда уравнения (26) можно записать в виде

$$\left. \begin{aligned} m_0 \ddot{z} &= \sum_1^{2n} P_j - G; \\ J_0 \ddot{\phi} &= \sum_1^{2n} P_j l_j; \\ J_{0II} \ddot{y} &= \sum_1^{2n} P_j b_j. \end{aligned} \right\} \quad (28)$$

В общем случае дифференциальные уравнения (28) являются нелинейными, так как силы P_j не могут быть выражены линейными функциями от определяющих их параметров. Точное статистическое исследование нелинейных систем поддрессоривания представляет собой чрезвычайно сложную задачу. Одним из возможных путей ее решения является использование приближенного метода решения нелинейных дифференциальных уравнений.

Для решения системы нелинейных уравнений (1) применим метод статистической линеаризации, суть которого заключается в том, что нелинейные силы $P_j(x_j, \dot{x}_j)$, действующие от катков на корпус, заменяются эквивалентными им линейными силами $P_j^*(x_j, \dot{x}_j)$. Справедливость такой замены подтверждается обработкой экспериментальных данных по параметрам колебаний корпуса машины [3,4], которая показывает, что, несмотря на нелинейность систем поддрессоривания, распределение вертикальных, продольно-угловых и поперечно-угловых колебаний корпуса близко к нормальному распределению. Это указывает на то, что если систему поддрессоривания ГМ по форме характеристик нельзя отнести к линейной, то по реакции корпуса на внешнее возмущение она может быть отнесена к квазилинейной.

Используется условие минимума квадрата разности нелинейной и фиктивной линейной силы

$$M [P_j - P_j^*]^2 = \min. \quad (29)$$

При этом эквивалентная линейная функция задается в виде

$$P_j^* = P_{0j} + C_{\phi j} \hat{x}_j + r_{\phi j} \dot{x}_j, \quad (30)$$

где P_{0j} – математическое ожидание силы P_j^* ;

\hat{x}_j и \dot{x}_j – центрированные значения условного хода катка и его производной;

$C_{\phi j}$ и $r_{\phi j}$ – эквивалентная жесткость и эквивалентный коэффициент сопротивления амортизатора.

Условие (29) будет выполнено, если $P_{0j}, C_{\phi j}$ и $r_{\phi j}$ положить равными

$$P_0 = \iint_{(\Gamma)} P(x, \dot{x}) f(x, \dot{x}) dx d\dot{x};$$

$$C_{\Sigma} = \frac{1}{\sigma_x^2} \left[\iint_{(\Gamma)} (x - m_x) P(x, \dot{x}) f(x, \dot{x}) dx d\dot{x} - r_{\Sigma} K_{xx}(\tau) \right]; \quad (31)$$

$r_{\Sigma} = \frac{1}{\sigma_{\dot{x}}^2} \left[\iint_{(\Gamma)} \dot{x} P(x, \dot{x}) f(x, \dot{x}) dx d\dot{x} - C_{\Sigma} K_{x\dot{x}}(\tau) \right]$,
 где $K_{x_j P_j}(\tau)$; $K_{x_j \dot{x}_j}(\tau)$; $K_{\dot{x}_j P_j}(\tau)$ – взаимные корреляционные функции процессов $x_j(t)$; $\dot{x}_j(t)$; $P_j(t)$;
 $\sigma_{x_j}^2$; $\sigma_{\dot{x}_j}^2$ – дисперсии относительного хода катка и скорости относительного хода;

$f(x, \dot{x})$ – совместная плотность вероятности условного хода и скорости хода катка относительно корпуса БМПТ;

(Γ) – область интегрирования по переменным x, \dot{x} , в которой $P(x, \dot{x}) \neq 0$.

Найдя структурные связи в динамической системе «подвеска-корпус», определяют параметры колебательного движения БМПТ при движении по случайному профилю.

Возмущение от неровностей (профиля пути) через систему поддрессирования передается на корпус ГМ, в котором размещаются экипаж и функциональное оборудование. Профиль местности описывается в виде спектральной плотности внешнего возмущения

$$G_q(\omega) = \frac{D_2 \nu \omega^2}{\omega^4 + \omega_H^4} \cdot \frac{\omega^2 + \omega_1^2}{\omega^2 + \omega_2^2} \cdot \frac{\omega^2 + \omega_3^2}{\omega^2 + \omega_4^2} \cdot \frac{\omega_B^4}{\omega^4 + \omega_B^4}, \quad (32)$$

где D_2 – коэффициент, зависящий от характера местности (ровная, равнинная, умеренно холмистая, холмистая, сильно пересеченная, горная);

ω_i – частоты срезов;

ω_H и ω_B – низшая и высшая частоты возмущения;

Дисперсия колебаний корпуса находится из соотношения

$$\sigma_i^2 = \frac{1}{\pi} \int_0^{\omega} G_j(\omega) d\omega; \quad i = z, \varphi, \gamma. \quad (33)$$

Опыт эксплуатации ГМ показывает, что при движении по пересеченной местности их скорость ограничивается максимальными значениями колебаний и частотой их появления. Из этого следует, что при вероятностном подходе к оценке плавности хода образцов ГМ в качестве показателя целесообразно использовать математическое ожидание числа выбросов амплитуд колебаний за пределы области их допустимых значений [3]. Достоинством этого показателя является то, что он учитывает вероятностный характер действующих на образец возмущений от профиля пути, критичен к конструктивным изменениям системы поддрессирования и позволяет учитывать одновременное воздействие всех видов колебаний корпуса на экипаж и оборудование.

Пусть система поддрессирования по плавности хода оценивается параметрами q_k , $k = \varphi, \dot{\varphi}, \ddot{\varphi}, z, \dot{z}, \ddot{z}$. В этом случае для стационарных гауссовских процессов математическое ожидание числа выбросов в единицу времени параметров, характеризующих конкретный вид колебаний за некоторые допустимые пределы q_k^* и q_k^{**} , определяется по формуле [3]

$$M[P_{q_k}] = \frac{\sigma_{q_k}}{\sigma_{\dot{q}_k}} \cdot \frac{1}{2\pi} \left\{ \exp \left[-\frac{(q_k^* - m_{q_k})^2}{2\sigma_{q_k}^2} \right] + \exp \left[-\frac{(q_k^{**} - m_{q_k})^2}{2\sigma_{q_k}^2} \right] \right\}, \quad (34)$$

где q_k^* и q_k^{**} – минимальное и максимальное значения параметра, характеризующего конкретный вид колебаний;
 m_{q_k} – математическое ожидание параметра колебаний;

σ_{q_k} и $\sigma_{\dot{q}_k}$ – среднеквадратические отклонения параметров колебаний и их производной по времени.

Математическое ожидание суммарного количества выбросов параметров колебаний в продольной и поперечной плоскости за некоторые допустимые значения примет вид

$$M[P_{q\Sigma}] = \sum_1 A_i M[P_{q_k}]; \quad (35)$$

$i = \varphi, \dot{\varphi}, \ddot{\varphi}, z, \dot{z}, \ddot{z}; \quad k = \varphi, \dot{\varphi}, \ddot{\varphi}, z, \dot{z}, \ddot{z}$,

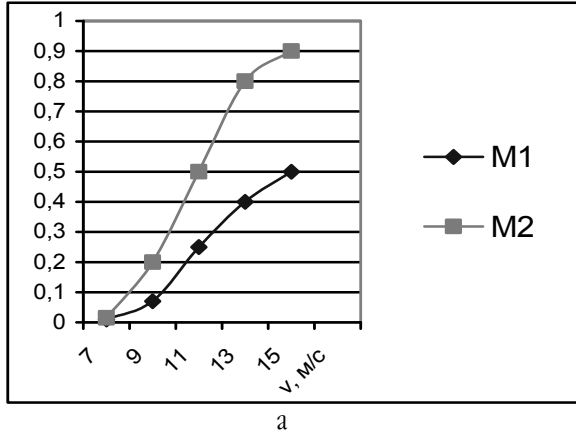
где A_i – весовые коэффициенты, учитывающие разницу в ощущениях человека при соответствующих видах колебаний корпуса машины.

Зная эту величину, легко подсчитать сколько раз в среднем конкретный параметр колебаний, например, перемещения или ускорения корпуса по вертикали, при прохождении участка пути длиной s со скоростью ν выйдет за допустимые пределы, используя выражение

$$N_B = M[P_{q_k}] \frac{s}{\nu}. \quad (36)$$

Приведенный обобщенный показатель охватывает практически всю гамму колебательного движения машины при движении по случайному профилю, учитывает одновременно воздействие всех видов колебаний на экипаж и оборудование, их вероятностный характер, а также критичен к конструктивным особенностям машины. Он может оцениваться как при проектировании машины, так и при проведении испытаний опытных или макетных образцов. На его основе можно также провести сравнительный анализ возможных вариантов системы поддрессирования и выбрать наиболее предпочтительный из них.

На рис. 2 показаны для примера расчетные зависимости показателя плавности хода ГМ (среднего числа выбросов за предельные значения) от скорости движения и от величины предельных значений параметров колебаний для ГМ, обладающих различными по качеству системами поддрессоривания.



ность характеристик подвесок, положение центра масс по высоте и динамическое положение равновесия корпуса, на основе статистической линеаризации нелинейных действующих от подвесок на поддрессоренный корпус сил.

2. В качестве оценочного параметра плавности хода гусеничных машин предложена величина математи-

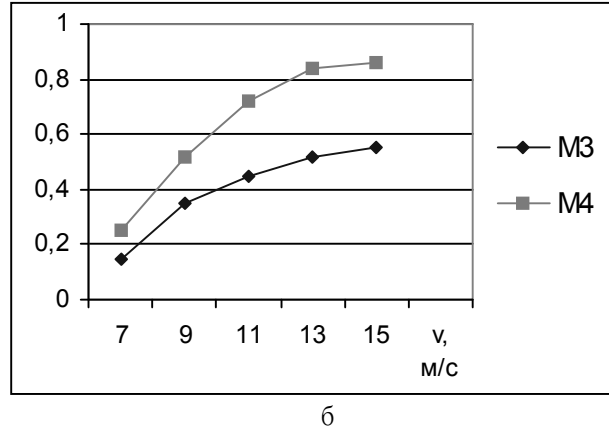


Рис. 2. Зависимость среднего числа выбросов M от скорости движения: а) вертикальных ускорений корпуса ГМ за пределы $\pm 1g$; б) скорости продольно-угловых колебаний корпуса ГМ за пределы ± 20 град/с; M1-M4 – различные характеристики системы поддрессоривания

Учет и снижение уровня колебаний ГМ позволяют совершенствовать конструкцию машины, повышать работоспособность экипажа и оборудования, повышать скорость движения машины, а в целом – эффективность выполняемых экипажем машины функциональных задач.

На основе проведенного исследования можно сделать следующие выводы:

1. Предложен метод анализа пространственного движения гусеничных машин, учитывающий нелиней-

ческого ожидания числа выбросов амплитуд колебаний корпуса за пределы области их допустимых значений.

3. Разработанный метод отражает реальные физические процессы колебательного движения гусеничных машин с погрешностью, не превышающей 15-20%, и может быть применен на этапах эскизного и технического проектирования системы поддрессоривания гусеничных машин.

Литература

1. Дмитриев АА, Чобиток ВА, Тельминов АВ. Теория и расчет нелинейных систем поддрессоривания гусеничных машин. – М.: Машиностроение, 1976. – 310с.
2. Полунгян АА, Фоминых АБ. Динамика колесных машин. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1995. – 88с.
3. Парфенов Е. И. Диссертация доктора наук. МО РФ, 2008. – 318с.
4. Бендант Д, Пирсол А. Измерение и анализ случайных процессов. – М.: Мир, 1971. – 408с.
5. Хачатуров АА, Афанасьев ВЛ. и др. Динамика системы дорога – шина – автомобиль – водитель. – М.: Машиностроение, 1976. – 535с.

Материал поступил в редакцию 26. 04. 2010 г.