

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

УДК 539.371:534.134

ИССЛЕДОВАНИЕ ПЕРЕГРУЗОК ПРИ ТРАНСПОРТИРОВКЕ СПЕЦИАЛЬНЫХ ДЛИННОМЕРНЫХ ГРУЗОВ, ПЕРЕВОЗИМЫХ ДВУХЗВЕННЫМИ ТЯГАЧАМИ

Моисеев К.А.^{1*}, Панов Ю.Н.^{2**}, Моисеев К.К.³

¹ Военная академия Ракетных войск стратегического назначения Петра Великого,
ул. Бригадная, 17, Серпухов, Московская обл., 142210, Россия

² Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет),
МАИ, Волоколамское шоссе, 4, Москва, А-80, ГСП-3, 125993, Россия

³ «Газпром трансгаз Москва»,
посёлок Газопровод, 101, корп. 1, поселение Сосенское, Москва, 108814, Россия

* e-mail: moiseev.1946@bk.ru

** e-mail: gi@mai.ru

Для оценки перегрузок в сечениях длинномерного спецгруза, прикреплённого к звеньям двухзвенного тягача упругими связями, когда тягач движется по грунту с периодическими неровностями, представлены математические модели взаимосвязанной системы «двухзвенный тягач — длинномерный спецгруз». Они составлены в предположении об абсолютной жёсткости сцепного устройства, когда самоходная пусковая установка представляет собой единое абсолютно жёсткое тело, что практически исключает вероятность появления резонансных скоростных режимов при наборе скорости и при движении с максимальной скоростью. Система дифференциальных уравнений, описывающая динамическое поведение двухзвенного тягача с длинномерным спецгрузом, обоснованно разбивается на три более простые системы дифференциальных уравнений, которые решаются оригинальным аналитическим методом — комбинационным методом, позволяющим получить результаты решения в удобной для анализа форме, аналогичной общепринятой форме для системы с одной степенью свободы.

Ключевые слова: расчётная схема перспективной самоходной пусковой установки ракетного комплекса, математическая модель, система дифференциальных уравнений, плавность хода, периодические неровности грунта, сцепное устройство, упругая подвеска, однородная балка.

Введение

В последнее время Россия уделяет большое внимание защите своих интересов в Арктике, к которой проявляют огромный интерес ведущие страны НАТО и, прежде всего, США. Интересы России в этом северном регионе должны защищаться помимо обычных и ядерными вооружениями [1]. Исхо-

дя из специфики погодных и рельефных условий местности, наиболее удобными для этой цели являются мобильные ракетные комплексы. Обычные ракетные комплексы на автомобильных шасси в северных широтах малоэффективны, однако их эффективность существенно возрастает, если в каче-

стве самоходной пусковой установки (СПУ) использовать двухзвенные гусеничные тягачи [2]. Одним из основных режимов эксплуатации ракет мобильных ракетных комплексов (РК) является транспортировка [3]. Действующие при этом динамические нагрузки опасны для конструкций из-за накопления повреждений, виброразогрева зарядов твердого топлива и появления в них различного рода микродефектов, а также из-за того, что возникающие при транспортировке перегрузки могут превысить допустимые для отдельных приборов или узлов значения. Необходимо иметь в виду характерную для транспортировки большую продолжительность такого нагружения, а также тенденцию к снижению жесткости современных ракетных конструкций, причинами которой являются: назначение минимальных толщин силовых элементов, применение композиционных материалов, обладающих высокой удельной прочностью, но более низкими, чем у металлов, модулями упругости. Для длинномерного груза при его транспортировке самыми опасными режимами движения по дорожному профилю с регулярными неровностями являются режимы, вызывающие колебания груза, близкие к резонансным. Известно, что даже непродолжительное воздействие на длинномерный спецгруз нагрузок в условиях резонансного скоростного режима как раз и приводит к усталостным разрушениям и виброразогреву элементов конструкции груза, а превышение допустимого уровня вибронгрузок — к выходу из строя элементов автоматики и приборов длинномерного спецгруза. Поэтому уже на начальных этапах проектирования СПУ необходимо провести оценку долговечности конструкции, а в дальнейшем — её экспериментальное подтверждение при опытной отработке.

Для оценки допустимых виброперегрузок на длинномерный спецгруз необходимо разработать расчётную схему СПУ на базе двухзвенного тягача с закреплённым на ней длинномерным грузом и на её основе — математическую модель динамического поведения СПУ при движении её по грунту с регулярными на резонансных скоростях.

При разработке расчётной схемы транспортной системы, сконструированной на базе двухзвенного тягача, при транспортировке длинномерного груза по дорожному профилю с регулярными неровностями примем следующие допущения:

— тягач движется по дорожному профилю с регулярными неровностями со скоростью, при которой работает система фиксации звеньев, когда звенья тягача представляют собой единое твёрдое тело;

— звенья тягача нагружены равномерно, т. е. имеют одинаковые массовые характеристики;

— длинномерный груз представляет собой однородную балку, опирающуюся на упругие связи, расположенные вдоль продольной его оси;

— все упругие элементы тягача выше вязкоупругой подвески будем считать абсолютно твёрдыми, а звенья тягача — жёстко связанными.

Последнее допущение может привести к завышенной оценке величины напряжений, возникающих при транспортировке в грузе, так как не учитывается амортизационный эффект от упругих элементов конструкции тягача. Поэтому, если при принятых допущениях расчётные напряжения в грузе не превзойдут допустимых значений, то следует ожидать, что реальные их значения тем более останутся в пределах допуска.

При оценке величины перемещений, напряжений и виброускорений, возникающих при транспортировке длинномерного груза, необходимо учитывать не только его упругие перемещения, но и перемещения груза как твёрдого тела, т. е. перемещения его центра масс и угловые перемещения относительно центра масс [5].

Задача о движении длинномерного груза как упругого тела под действием внешних сил в общей постановке является довольно сложной. В зависимости от целей исследований делаются те или иные упрощающие предположения, которые позволяют перейти от реального объекта к расчётной модели, пригодной для анализа только определённых явлений. В рассматриваемой задаче расчётную модель длинномерного груза можно представить в виде прямой однородной упругой балки, которая удовлетворительно описывает деформации корпуса груза в целом. При расчётах будем учитывать силы внутреннего сопротивления материала груза, используя гипотезу Фойгта.

С учётом принятых допущений расчётную схему транспортной системы можно представить таким образом, как она показана на рис. 1.

Согласно расчётной схеме математическая модель транспортной системы при движении по дорожному профилю с регулярными неровностями будет включать в себя дифференциальные уравнения тягача и дифференциальное уравнение, описывающее динамическое поведение однородной балки с учётом вязкоупругих связей между балкой и корпусом тягача, установленных в определённых координатах x_j , количество которых равно пяти: $j = 1, 2, \dots, 5$.

В этом случае систему дифференциальных уравнений можно записать таким образом [5—8]:

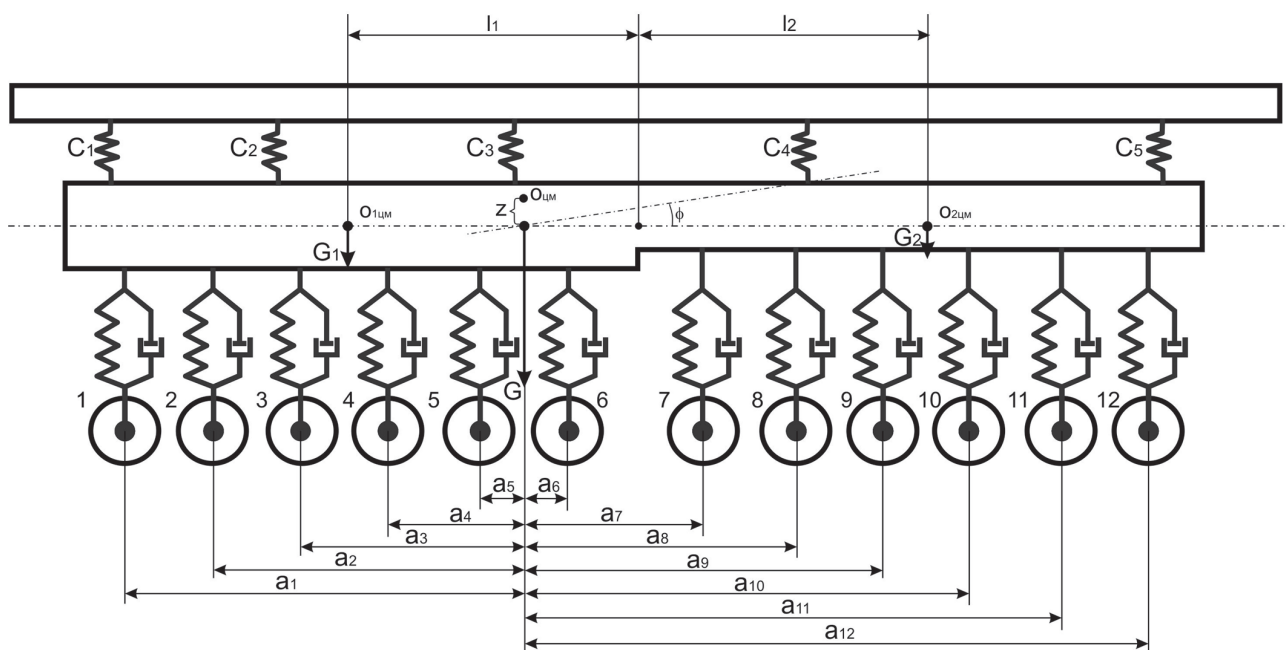


Рис. 1. Расчётная схема двухзвенного тягача с длинномерным грузом в виде однородной балки определённых размеров

$$y(x, t) = \sum_{n=1}^{\infty} \psi_n(x) y_n(t), \tag{2}$$

$$\begin{cases} M\ddot{Z} + \dot{Z} \sum_{i=1}^{n_2} 2b_i + Z \sum_{i=1}^{n_1} 2C_i + \dot{\phi} \sum_{i=1}^{n_2} 2b_i a_i + \phi \sum_{i=1}^{n_1} 2C_i a_i + \\ + \sum_{j=1}^5 b_j (\dot{Z} - \dot{\phi} - \dot{y}(x_j, t)) + \sum_{j=1}^5 c_j (Z - \phi - y(x_j, t)) = F_e(t); \\ J\ddot{\phi} + \dot{\phi} \sum_{i=1}^{n_2} 2b_i a_i^2 + \phi \sum_{i=1}^{v_1} 2C_i a_i^2 + \dot{Z} \sum_{i=1}^{v_2} 2b_i a_i + Z \sum_{i=1}^{v_1} 2C_i a_i + \\ + \sum_{j=1}^5 b_j (\dot{\phi} - \dot{y}(x_j, t) - \dot{Z}) + \sum_{j=1}^5 c_j (\phi - y(x_j, t) - Z) = M_e(t); \\ \left(1 + \Delta \frac{\partial}{\partial t}\right) EJ \frac{\partial^4 y(x, t)}{\partial x^4} + \rho \frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial t^2} + \\ + \sum_{j=1}^5 b_j (\dot{y}(x_j, t) - \dot{\phi} - \dot{Z}) + \sum_{j=1}^5 c_j (y(x_j, t) - \phi - Z) = 0, \end{cases} \tag{1}$$

где $\psi_n(x)$ — n -я форма вынужденных колебаний балки; $y_n(t)$ — функция, определяющая изменение амплитуды n -й формы вынужденных колебаний балки во времени.

Любую форму вынужденных колебаний балки $\psi_n(x)$ с учётом воздействия сил реакций упругих связей $Y(x_j)$ ($j = 1, 2, \dots, 5$) и сосредоточенной силы Q_F , приложенной в координате x_F , можно определить выражением [5, 8]

$$\psi_n(x) = f_n(x) + \alpha_n^4 \sum_{j=1}^5 Y(x_j) f_n(x - x_j) + \Phi(x), \tag{3}$$

где $y(x, t)$ — перемещения балки в направлении, перпендикулярном её недеформированной продольной оси; E — модуль упругости первого рода; $J = 0,5\pi r_p^4$ — момент инерции поперечного сечения относительно его нейтральной оси, перпендикулярной к плоскости колебаний; EJ — жёсткость на изгиб; ρ — погонная масса; Δ — коэффициент, характеризующий внутреннее трение материала ракеты; c_j — коэффициенты жёсткости связей между платформой, на которой размещён длинномерный груз, в координатах x_j .

Частное решение последнего уравнения в системе (1) можно представить в таком виде [5, 7–9]:

где $\Phi(x) = \frac{Q_F}{\alpha^3 EJ} V(\alpha(x - x_F))$; $\alpha = \sqrt[4]{\frac{\rho \cdot v^2}{EJ}}$; $v = \frac{2\pi v}{\lambda}$ — частота внешней нагрузки; v — скорость движения двухзвенного тягача; λ — длина волны регулярных неровностей дорожного профиля;

$V(\alpha(x - x_F)) = 0,5(\text{sh}\alpha(x - x_F) - \sin \alpha(x - x_F))$ — функция Крылова;

$$f_n(x) = B\phi_n(x);$$

$$\phi_n(x) = (\sin \alpha_n x + \text{sh}\alpha_n x) A_n + (\cos \alpha_n x + \text{ch}\alpha_n x);$$

$$A_n = \frac{\text{ch}\alpha_n L - \cos \alpha_n L}{\sin \alpha_n L - \text{sh}\alpha_n L}.$$

На рис. 2 представлена первая форма вынужденных колебаний балки ($n = 1$) при следующих координатах крепления связей: $x_1 = 1$ м; $x_2 = 3$ м; $x_3 = 6$ м; $x_4 = 10$ м; $x_5 = 16$ м и $L = 17$ м.

Анализ форм колебаний балки показывает, что там, где вязкоупругие связи расположены достаточно часто, формы колебаний практически совпадают, а при большом расстоянии между связями размах первой формы намного больше, чем у форм с большим порядковым номером. Этот вывод указывает на то, что динамические расчёты можно с удовлетворительной точностью проводить по первой форме колебаний.

Систему уравнений (1) представим в виде четырёх независимых систем уравнений:

$$\left\{ \begin{aligned} & M\ddot{Z}_1 + \dot{Z} \sum_{i=1}^{n_2} 2b_i + Z \sum_{i=1}^{n_1} 2C_i + \sum_{j=1}^5 b_j (\dot{Z} - \dot{y}_C(t)) + \\ & + \sum_{j=1}^5 c_j (Z - y_C(t)) = F_e(t); \\ & m_6 \ddot{y}_C(t) + \sum_{j=1}^5 b_j (\dot{y}_C(t) - \dot{Z}) + \sum_{j=1}^5 c_j (y_C(t) - Z) = 0; \end{aligned} \right. \quad (4)$$

$$\left\{ \begin{aligned} & J\ddot{\phi} + \dot{\phi} \sum_{i=1}^{n_2} 2b_i a_i^2 + \phi \sum_{i=1}^{n_1} 2C_i a_i^2 + \sum_{j=1}^5 b_j (x_j - x_C) \times \\ & \times (\dot{\phi} - \dot{\theta}(t)) + \sum_{j=1}^5 c_j (x_j - x_C) (\phi - \theta(t)) = M_e(t); \\ & I\ddot{\theta}(t) + \sum_{j=1}^5 b_j (x_j - x_C) (\dot{\theta}(t) - \dot{\phi}) + \\ & + \sum_{j=1}^5 c_j (x_j - x_C) (\theta(t) - \phi) = 0; \end{aligned} \right. \quad (5)$$

$$\left\{ \begin{aligned} & M\ddot{Z}_1 + \dot{Z} \sum_{i=1}^{n_2} 2b_i + Z \sum_{i=1}^{n_1} 2C_i + \sum_{j=1}^5 b_j (\dot{Z} - f_n^2(x_j) \dot{y}_{1n}(t)) + \\ & + \sum_{j=1}^5 c_j (Z - f_n^2(x_j) y_{1n}(t)) = F_e(t); \\ & \frac{L}{4} f_n^2(L) (\rho \ddot{y}_{1n}(t) + \Delta \cdot EJ \alpha_n^4 \cdot \dot{y}_{1n}(t) + EJ \alpha_n^4 y_{1n}(t)) + \\ & + \sum_{j=1}^5 b_j f_n^2(x_j) \dot{y}_{1n}(t) + \sum_{j=1}^5 c_j f_n^2(x_j) y_{1n}(t) - \\ & - \sum_{j=1}^5 f_n^2(x_j) (b_j \dot{Z} + c_j Z) = 0; \end{aligned} \right. \quad (6)$$

$$\left\{ \begin{aligned} & J\ddot{\phi} + \dot{\phi} \sum_{i=1}^{n_2} 2b_i a_i^2 + \phi \sum_{i=1}^{n_1} 2C_i a_i^2 + \sum_{j=1}^5 b_j (\dot{\phi} - f_n^2(x_j) \dot{y}_{2n}(t)) + \\ & + \sum_{j=1}^5 c_j (\phi - f_n^2(x_j) y_{2n}(t)) = M_e(t); \\ & \frac{L}{4} f_n^2(L) (\rho \ddot{y}_{2n}(t) + \Delta \cdot EJ \alpha_n^4 \cdot \dot{y}_{2n}(t) + EJ \alpha_n^4 y_{2n}(t)) + \\ & + \sum_{j=1}^5 b_j f_n^2(x_j) \dot{y}_{2n}(t) + \sum_{j=1}^5 c_j f_n^2(x_j) y_{2n}(t) - \\ & - \sum_{j=1}^5 f_n^2(x_j) (b_j \dot{\phi} + c_j \phi) = 0. \end{aligned} \right. \quad (7)$$

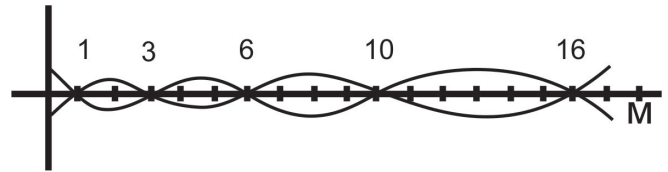


Рис. 2. Первая форма вынужденных колебаний балки при скорости движения тягача 20 м/с

Все четыре системы дифференциальных уравнений удобнее решать комбинационным методом, который включает в себя два метода, органически связанных между собой: *операторный метод* [10], позволяющий получить характеристическое уравнение системы и её общее решение, на базе которого *методом вариации постоянных* можно найти частное решение исходной системы уравнений [11]. При гармонической правой части уравнений систем (4)–(7) метод позволяет получить решение по форме, аналогичной форме решения уравнения с одной степенью свободы [8, 9]. Применяя комбинационный метод, можно от систем дифференциальных уравнений (4)–(7) перейти к интегральным уравнениям Вольтера второго рода:

$$y_C(t) = \int_0^t K(t - \tau) F_e(\tau) d\tau; \quad (8)$$

$$\theta(t) = \int_0^t K(t - \tau) M_e(\tau) d\tau; \quad (9)$$

$$y_{1n}(t) = \int_0^t K_n(t - \tau) F_e(\tau) d\tau; \quad (10)$$

$$y_{2n}(t) = \int_0^t K_n(t - \tau) M_e(\tau) d\tau, \quad (11)$$

где

$$K(t - \tau) = -\{T_1 e^{-\alpha_1(t-\tau)} (a_1 \sin \omega_1(t - \tau) + a_2 \cos \omega_1(t - \tau)) +$$

$$\begin{aligned}
& +T_2 e^{-\alpha_2(t-\tau)} (a_5 \sin \omega_2(t-\tau) + a_6 \cos \omega_2(t-\tau)); \\
& K_n(t-\tau) = \\
& = -\left\{ T_{1n} e^{-\alpha_{1n}(t-\tau)} (a_{1n} \sin \omega_{1n}(t-\tau) + a_{2n} \cos \omega_{1n}(t-\tau)) + \right. \\
& \left. + T_{2n} e^{-\alpha_{2n}(t-\tau)} (a_{5n} \sin \omega_{2n}(t-\tau) + a_{6n} \cos \omega_{2n}(t-\tau)) \right\};
\end{aligned}$$

коэффициенты $T_1, T_2, T_{1n}, T_{2n}, a_1, \dots, a_8, a_{1n}, \dots, a_{8n}$ определяются в процессе перехода от дифференциальных уравнений (4)–(7) к интегральным уравнениям (8)–(11).

При движении двухзвенного тягача по грунту с регулярными неровностями выражения для искомым величин можно получить в форме, удобной для анализа виброускорений, действующих на длинномерный груз. Например, для перемещений центра масс груза как твёрдого тела выражение для y_C будет иметь вид

$$y_C(t) = A \cos vt + B \sin vt, \quad (12)$$

где

$$\begin{aligned}
A &= T_1 \left(\frac{(\omega_1^2 - v^2)(a_1 + a_2)P}{(\omega_1^2 - v^2)^2 + 4\alpha_1^2 v^2} \right) + T_2 \left(\frac{(\omega_2^2 - v^2)(a_5 + a_6)P}{(\omega_2^2 - v^2)^2 + 4\alpha_2^2 v^2} \right); \\
B &= T_1 \left(\frac{(\omega_1^2 - v^2)(a_1 + a_2)P}{(\omega_1^2 - v^2)^2 + 4\alpha_1^2 v^2} \right) + T_2 \left(\frac{(\omega_2^2 - v^2)(a_5 + a_6)P}{(\omega_2^2 - v^2)^2 + 4\alpha_2^2 v^2} \right);
\end{aligned}$$

$$P = \frac{2\pi^2 v^2 \eta_{\max}}{\lambda^2} \text{ — интенсивность внешнего воз-}$$

действия; η_{\max} — максимальное значение амплитуды волны макропрофиля.

Выводы

Результаты расчётов в программной среде MathCAD показали, что плавность хода двухзвенного гусеничного тягача с жёстко сочленёнными звеньями, движущегося со скоростью 70–72 км/ч, обеспечивает сохранность наиболее уязвимых частей конструкции транспортируемого длинномерного груза, т. е. величина виброускорений не выше допустимых значений.

Библиографический список

1. Современная армия: вооружение, тактика, боевой опыт, <http://www.modernarmy.ru/article/308/arktika-zona-strategicheskikh-interesov-rossii>
2. Сарач Е.Б. Разработка научных методов создания комплексной системы подрессоривания высокоподвижных двухзвенных гусеничных машин. — М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. — 327 с.
3. Конофеев Н.Т. Транспортировка ракет. — М.: Воениздат, 1978. — 150 с.
4. Белов Г.П., Сергеев С.А. Динамика СПУ при транспортировке. — Серпухов: СВВКУ, 1987. — 152 с.
5. Колесников К.С. Динамика ракет. — М.: Машиностроение, 1980. — 376 с.
6. Степанченко Э.П., Фалалеев П.П. Технологическое оборудование. Основы конструкции и расчёта базовых машин. — М.: МО СССР, 1986. — 364 с.
7. Филиппов А.П. Колебания деформируемых тел. — М.: Машиностроение, 1970. — 734 с.
8. Стрелков С.П. Введение в теорию колебаний. — М.: Наука, 1964. — 438 с.
9. Бабаков И.М. Теория колебаний. — М.: Наука, 1968. — 560 с.
10. Гольденвейзер А.Л. Теория упругих тонких оболочек. — М.: Наука, 1976. — 512 с.
11. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. — М.: Наука, 1973. — 832 с.
12. Панасюченко П.С., Артамонов Б.Л. Выбор параметров поворотного рулевого устройства и оценка эффективности его применения на винтокрыле одновинтовой схемы // Вестник Московского авиационного института. 2016. Т. 23. № 2. С. 7-13.

STUDY OF OVERLOADS OCCURRING WHILE SPECIAL LONG LOADS TRANSPORTATION, CARRIED OUT BY TWO-LINK TRACTORS

Moiseev K.A.^{1*}, Panov Yu.N.^{2**}, Moiseev K.K.³

¹ Peter the Great Strategic Missile Troops Academy,
17, Brigadnaya str., Serpukhov, Moscow region, 142210, Russia

² Moscow Aviation Institute (National Research University),
MAI, 4, Volokolamskoe shosse, Moscow, A-80, GSP-3, 125993, Russia

³ "Gazprom transgaz Moscow",
101, building 1, poselok Gazoprovod, poselenie Sosenskoe, Moscow, 108814, Russia

* e-mail: moiseev.1946@bk.ru

** e-mail: gi@mai.ru

Abstract

The paper presents a method for determination of overloads in the cross-section of long restricted articles, which can be employed at the initial stages of launching vehicles (LV) springing systems based on two-link tractor, while moving through rugged topography terrain, peculiar to Arctic zone of Russian Federation.

To evaluate overloads in in the cross-section of long restricted article the authors developed mathematical models of "two-link tractor - long restricted article" interdependent system, composed on the assumption of hitch mechanism infinite stiffness, when the LV presents infinite stiffness body, which practically eliminates the possibility of resonant speed modes occurrence while acceleration and moving with maximum speed.

The system of differential equations describing dynamic behavior of two-link tractor is divided into three less complicated systems of differential equations, which are solved by the original analytical method, namely combination method. This method is highly effective for dynamic systems study, if a differential equation does not exceed the sixth order. It presents an integral combination of symbolical and parameters variation methods. The symbolical method allows construct the resulting equation for the initial system of differential equations, and find dissipation and eigen frequency factors for the system under consideration. Parameters variation method, based on the solution obtained by symbolical method allows determine specific solution of the initial system of differential equations in the form convenient for the analysis.

The obtained results may be of interest to organizations involved in the design of viscoelastic suspensions not only for caterpillar tractors, but also for road and air transport, and exploring emerging overload of cargoes in extreme conditions.

According to the obtained results the conclusions on the expediency of operation of the hitch mechanism providing absolute rigidity of the coupling links of the tractor when moving on ground with periodic roughness in extreme operation conditions.

Keywords: prospective self-propelled rocket launcher complex computational model, mathematical model, system of differential equations, soft riding, ground periodic irregularities, hitch mechanism, suspension, uniform beam.

References

1. *Sovremennaya armiya: vooruzhenie, taktika, boevoi opyt*, available at: <http://www.modernarmy.ru/article/308/arktika-zona-strategicheskikh-interesov-rossii>
2. Sarach E.B. *Razrabotka nauchnykh metodov sozdaniya kompleksnoi sistemy podressorivaniya vysokopodvizhnykh dvukhzvennykh gusenichnykh mashin* (Scientific methods development for Integrated high-mobility two-element caterpillar machines suspension system design), Moscow, MGTU im. N.E. Bauman, 2010, 327 p.
3. Konofeev N.T. *Transportirovka raket* (Transportation of missiles), Moscow, Voenizdat, 1978, 150 p.
4. Belov G.P., Sergeev S.A. *Dinamika SPU pri transportirovke* (SPU dynamics during transportation), Serpukhov, SVVKU, 1987, 152 p.
5. Kolesnikov K.S. *Dinamika raket* (Dynamics of rockets), Moscow, Mashinostroenie, 1980, 376 p.
6. Stepanchenko E. P., Falaleev P. P. *Tekhnologicheskoe oborudovanie. Osnovy konstruktivnoy i rascheta bazovykh mashin* (Technological equipment. Basic machines design and calculation fundamentals), Moscow, MO SSSR, 1986, 364 p.
7. Filippov A.P. *Kolebaniya deformiruemyykh tel* (Oscillations of deformable bodies), Moscow, Mashinostroenie, 1970, 734 p.
8. Strelkov S.P. *Vvedenie v teoriyu kolebanii* (Introduction to the theory of oscillations), Moscow, Nauka, 1964, 438 p.
9. Babakov I. M. *Teoriya kolebanii* (Theory of oscillations), Moscow, Nauka, 1968, 560 p.
10. Gol'denveizer A. L. *Teoriya uprugikh tonkikh obolochek* (Theory of elastic thin shells), Moscow, Nauka, 1976, 512 p.
11. Korn G., Korn T. *Spravochnik po matematike dlya nauchnykh rabotnikov i inzhenerov* (Reference book on mathematics for scientific workers and engineers), Moscow, Nauka, 1973, 832 p.
12. Panasyuchenko P. S., Artamonov B. L. *Vestnik Moskovskogo aviatsionnogo instituta*, 2016, vol. 23, no. 2, pp. 7-13.