

# Транспортне машинобудування

УДК 629.1.032.531.3

Воронцов С.Н., канд. техн. наук; Поторока А.В.

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЛЕБАНИЙ КОРПУСА ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ С УЧЕТОМ ВЛИЯНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ОГРАНИЧИТЕЛЕЙ ХОДА КАТКА

**Введение.** Одним из путей обеспечения нелинейности подвески, оказывающей благоприятное влияние на плавность хода, является применение демпфирующего гидравлического буфера, вступающего в работу в конце динамического хода опорного катка вместо упругого ограничителя хода. Разнесение демпфирующих элементов на амортизатор и гидравлический буфер позволяет сохранить суммарную работу за цикл, при этом нагрев основных амортизаторов можно существенно снизить.

**Основные допущения,** принятые для колебательной системы *корпус–система подрессоривания–профиль неровностей*, которые необходимо учитывать при моделировании движения гусеничной машины для решения задачи плавности хода: ГМ описывается системой с двумя степенями свободы (вертикальные и продольно-угловые колебания корпуса), колебания в поперечной плоскости не рассматриваются; движение осуществляется прямолинейно с постоянной скоростью; массы катков не учитываются; деформация корпуса отсутствует; натяжение гусеницы в рабочей и свободной ветвях считается постоянным и действует лишь на крайние опорные катки [1, 2].

Для получения достоверных результатов математическая модель движения ГМ по неровностям должна учитывать следующие основные нелинейности: нелинейность характеристик упругих и демпфирующих элементов системы подрессоривания, которая связана как с кинематикой подвески, так и с физикой процесса работы самих элементов; ограничение хода опорных катков, возможность удара направляющим и ведущим колесами о грунт; отрыв опорных катков от грунта на обратном ходе подвески, который связан с наличием демпфирующих элементов [3, 4, 5].

Характеристики телескопических гидравлических амортизаторов моделируются в виде кусочно-нелинейных функций, используя полученные при стендовых испытаниях зависимости. Характеристика гидравлического ограничителя хода моделируется с помощью математической модели.

### Математическая модель движения гусеничной машины по неровностям.

Рассмотренные допущения и учет основных нелинейностей в представленной форме позволяют получить математические модели колебаний корпуса ГМ при движении по неровностям, которые обеспечивают достаточную для практических расчетов точность [6, 7].

Движение гусеничной машины можно описать системой из 2-х дифференциальных уравнений, описывающих вертикальные ( $Z$ ) и продольно-угловые ( $\varphi$ ) колебания корпуса ГМ:

$$\begin{aligned} \frac{m\ddot{Z}}{2} &= \sum_{i=1}^{N_K} N_{zpi} + N_{rz} + N_{zz} - \frac{G}{2}; \\ \frac{I\ddot{\varphi}}{2} &= \sum_{i=1}^{N_K} \left\{ N_{zpi} \left[ l_{\sigma i} - R \cos \beta_i - \Delta X_i - (H_1 + Z - q_i) \left( \frac{dq_i}{dS} + F^* \right) \right] \right\} - \\ & \quad l_p N_{rz} + l_z N_{zz} + N_{rx} (H_2 + Z - q_p) + N_{zx} (H_2 + Z - q_z), \end{aligned} \quad (1)$$

© С.Н. Воронцов, 2018

где  $m, I$  – масса и момент инерции поддресоренной части ГМ;  $N_{zpi}$  – полная вертикальная составляющая реакции грунта на опорном катке (для крайних подвесок с учетом влияния натяжения гусеницы);  $N_K$  – число опорных катков одного борта;  $G$  – вес поддресоренной части ГМ;  $N_{rz}, N_{zz}$  – вертикальные реакции на направляющем и ведущем колесах, обусловленные их ударом о грунт;  $l_{\sigma i}$  – расстояние от центра тяжести до осей торсионов по горизонтали (берется положительным к носу машины и отрицательным к корме);  $R$  – длина балансира;  $\beta_i$  – угол между горизонталью и  $i$ -м балансиром в статике;  $\Delta X_i$  – смещение по горизонтали оси  $i$ -го опорного катка, обусловленное движением по неровности;  $H_1$  – расстояние от центра тяжести ГМ до осей катков по вертикали в статике;  $q_i$  – высота неровности под  $i$ -м катком;  $dq_i/dS$  – скорость изменения высоты неровности под  $i$ -м катком;  $F^*$  – коэффициент сопротивления перекачиванию опорного катка;  $l_p, l_z$  – расстояние от центра тяжести до осей направляющего и ведущего колес по горизонтали;  $N_{rx}$  – реакция соответственно на направляющем и ведущем колесе, обусловленная их ударом о грунт;  $H_2$  – расстояние от центра тяжести ГМ до грунта по вертикали;  $q_p, q_z$  – высота неровности соответственно под направляющим и ведущим колесом.

Полная вертикальная составляющая реакции грунта на опорном катке для торсионной подвески с ГА и гидробуфером может быть представлена в виде:

$$N_{zpi} = \begin{cases} N_{zi} + N_{ai} - N_{zr(1, N_K)}, & \text{при } \psi_i \leq \psi_{гп}; \\ N_{zi} + N_{ai} + N_{gpi} - N_{zr(1, N_K)}, & \text{при } \psi_i > \psi_{гп}, \end{cases} \quad (2)$$

где  $N_{zi}, N_{ai}, N_{gpi}$  – вертикальная составляющая реакции грунта на опорном катке, обусловленная действием соответственно торсиона, амортизатора и гидробуфера;  $N_{zr(1,2)}$  – величины, на которые соответственно уменьшаются вертикальные реакции на крайних подвесках, обусловленные натяжением гусеницы,  $\psi_i$  – угол закрутки  $i$ -го торсиона при наезде на неровность;  $\psi_{гп}$  – угол закрутки  $i$ -го торсиона, при котором балансир касается штока гидробуфера.

Направление реакции грунта  $N_i$  зависит от величин  $dq_i/dS$ . Вертикальную и горизонтальную реакции  $N_{zi}$  можно связать следующим выражением:

$$N_{xi} = N_{zi} \left( \frac{dq_i}{dS} + F^* \right). \quad (3)$$

Вертикальная реакция грунта, обусловленная торсионом имеет вид:

$$N_{zi} = \frac{c_T(\psi_{0i} + \psi_i - \varphi)}{\left\{ R \left[ \cos(\beta_i - \psi_i) + \left( \frac{dq_i}{dS} + F^* \right) \sin(\beta_i - \psi_i) \right] \right\}}, \quad (4)$$

где  $c_T$  – жесткость торсиона;  $\psi_{0i}$  – угол предварительной закрутки торсиона;  $\varphi$  – угол поворота заделки торсиона при колебаниях корпуса.

Вертикальная составляющая реакции грунта, обусловленная действием телескопического амортизатора:

$$N_{ai} = \frac{P_{ai} H_{ai}}{\left\{ R \left[ \cos(\beta_i - \psi_i) + \left( \frac{dq_i}{dS} + F^* \right) \sin(\beta_i - \psi_i) \right] \right\}}, \quad (5)$$

где

$$H_{ai} = \frac{R_{ai} D_{ai}}{AB_i} \left[ \sin(\gamma_{ai} - \psi_i + \varphi) \right]. \quad (6)$$

При определении кинематических соотношений, определяющих перемещение и скорость перемещения  $\mathcal{G}_{гн}$  штока относительно цилиндра  $i$ -го гидробуфера, учтем, что его корпус жестко закреплен на корпусе ГМ в точке  $O_{гн}$  (рис. 1), а балансиры  $i$ -й подвески касаются штока в точке  $C_1$ , при этом в процессе движения балансира вверх точка контакта смещается, а на штоке гидробуфера возникает усилие  $P_{гнi}$ .

Рассмотрим  $\Delta O O_{гн} C_1$  (рис. 2), где точка  $C_i$  – это положение штока и балансира в момент времени  $t$ ,  $\Delta l$  – смещение точки контакта. Как и в случае амортизатора, для определения искомой скорости  $\mathcal{G}_{гн}$  найдем вначале  $O_{гн} C_i$  как функцию обобщенных координат и неровности  $q_i$ , затем полученное выражение про дифференцируем по времени.

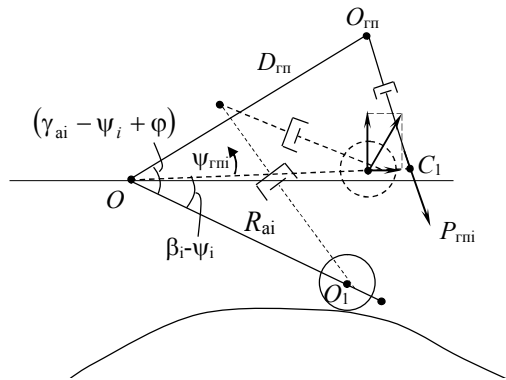


Рисунок – 1 Схема определения реакции грунта, обусловленной действием гидравлического буфера

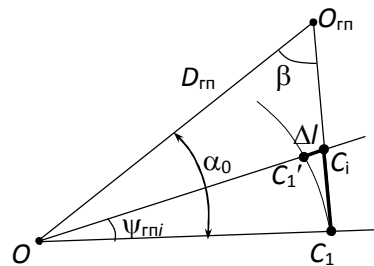


Рисунок – 2 Кинематика работы гидравлического буфера

Из  $\Delta O_гн C_i$  можно записать:

$$O_{гн} C_i = D_{гн} \frac{\sin(\theta_{гнi})}{\sin(\beta + \theta_{гнi})}, \quad (7)$$

где  $\theta_{гнi} = \alpha_0 - \psi_{гнi} + \varphi$ .

Значение скорости  $\mathcal{G}_{гн}$  рассчитывается по формуле:

$$\mathcal{G}_{гн} = \frac{\partial(O_{гн} C_i)}{\partial \psi_{гнi}} \cdot \frac{d\psi_{гнi}}{dZ_i} \cdot \frac{dZ_i}{dt} + \frac{\partial(O_{гн} C_i)}{\partial \varphi} \frac{d\varphi}{dt}. \quad (8)$$

Значения производных, входящих в выражение (8):

$$\frac{\partial(O_{гн} C_i)}{\partial \psi_{гнi}} = D_{гн} \left\{ \frac{\cos(\beta + \theta_{гнi}) \sin(\theta_{гнi}) - \cos(\theta_{гнi}) \sin(\beta + \theta_{гнi})}{\sin^2(\beta + \theta_{гнi})} \right\}. \quad (9)$$

Значение  $\psi_{гнi}$  вычисляется по формуле (9), а значит производная будет равна:

$$\frac{d\psi_{\text{rni}}}{dz_i} = \frac{1}{R\sqrt{1 - \frac{R\sin(\beta_i) - Z_{1i}}{R}}}. \quad (10)$$

$$\frac{\partial(O_{\text{rri}}C_i)}{\partial\phi} = D_{\text{rri}} \left\{ \frac{\cos(\theta_{\text{rni}})\sin(\beta + \theta_{\text{rni}}) - \cos(\beta + \theta_{\text{rni}})\sin(\theta_{\text{rni}})}{\sin^2(\beta + \theta_{\text{rni}})} \right\}. \quad (11)$$

Подставив в (8) формулы (9)–(11) получим значение  $\mathfrak{g}_{\text{rri}}$  как функцию обобщенных координат:

$$\begin{aligned} \mathfrak{g}_{\text{rri}} = D_{\text{rri}} \frac{\cos(\beta + \theta_{\text{rni}})\sin(\theta_{\text{rni}}) - \cos(\theta_{\text{rni}})\sin(\beta + \theta_{\text{rni}})}{\sin^2(\beta + \theta_{\text{rni}})} \times \\ \times \left\{ \frac{1}{R\sqrt{1 - \frac{R\sin(\beta_i) - z_i}{R}}} \dot{z}_i - \dot{\phi} \right\}. \quad (12) \end{aligned}$$

Для нахождения усилия на штоке подрессорника от скорости и перемещения данного штока, необходимо воспользоваться математической моделью его работы.

Рассматривая уравнение равновесия балансира, найдем вертикальную составляющую реакции грунта, обусловленную действием гидравлического подрессорника:

$$N_{\text{gpi}} = \frac{P_{\text{rri}} H_{\text{rri}}}{\left\{ R \left[ \cos(\beta_i - \psi_i) + \left( \frac{dq_i}{dS} + F^* \right) \sin(\beta_i - \psi_i) \right] \right\}}, \quad (13)$$

При наличии отрыва опорного катка от грунта полную вертикальную составляющую реакцию грунта  $N_{\text{zpi}}$  принимают равной нулю. При отсутствии отрыва  $N_{\text{zpi}}$  вычисляют в зависимости от динамического хода катка и представляют в виде

$$\begin{cases} N_{\text{zpi}} = N_{\text{zi}} + N_{\text{ai}} + N_{\text{gpi}} & \text{при } Z_{1i} < D_{1i} + \varphi R; \\ N_{\text{zpi}} = N_{\text{zi}} + C_1(Z_{1i} - D_{1i} - \varphi R) & \text{при } Z_{1i} \geq D_{1i} + \varphi R; \\ \left. \begin{array}{l} \text{(при } Z_{1i} = D_{1i} + \varphi R); \\ Z_{1i} < D_{2i} + \varphi R; \end{array} \right\} & \\ N_{\text{zpi}} = N_{\text{zi}} + C_1(D_{2i} - D_{1i}) + C_{11}(Z_{1i} - D_{2i} - \varphi R) & \text{при } Z_{1i} \geq D_{2i} + \varphi R, \\ \text{(при } Z_{1i} = D_{1i} + \varphi R) \end{cases} \quad (14)$$

где  $D_{1i}$  – динамический ход  $i$ -го опорного катка;  $(D_{2i} - D_{1i})$  – величина деформации резинового амортизатора  $i$ -го опорного катка;  $C_1$  – жесткость данного амортизатора;  $C_{11}$  – жесткость грунта.

**Выводы.** Математическая модель колебаний ГМ позволяет рассчитывать влияющие сопротивления гидробуфера на колебания корпуса ГМ при движении по неровностям.

**Литература: 1.** Математическое моделирование процессов возмущенного движения агрегатов и систем бронетанковой техники / Е. Е. Александров, Д. О. Волонцевич, В. В. Дущенко, Харьков: НТУ «ХПИ». – 2012. – 354 с. **2.** Дущенко В. В. Питання удосконалення методології аналізу та синтезу систем підресорювання військових гусеничних і колісних машин / Військово-технічний збірник Академії сухопутних військ ім. П. Сагайдачного. Львів. – 2012. – Вип. 1. – С. 26–32. **3.** Обзоров В. С. Развитие систем подрессоривания танков. / В. С. Обзоров,

А. С. Стамбровский, Б. Н. Шадов // Зарубежное военное обозрение. –1984. –№.5. – С.54-62.  
4. Западнogerманский танк «Леопард-2» // Зарубежная военная техника. Обзоры. Бронетанковая техника и вооружение. –1983. –Вып.14(14). –С.14-36. 5. Колебания в транспортных машинах: Монография / Е. Е.Александров, Я. В.Грита и др. –Харьков: ХГПУ, 1996. –256 с. 6. Певзнер Я. М. Исследование на ЭВМ влияния характеристик амортизаторов на колебания автомобиля / Я. М. Певзнер, А. Д. Конев // Автомобильная промышленность. – 1969. – №11.– С.8-11.  
7. Дущенко В. В. Постановка задачи оптимизации параметров системы поддрессирования транспортной гусеничной машины / В. В. Дущенко, С. М. Воронцов // Вестник НТУ «ХПИ». Сб. науч. трудов. Сер:»Транспортное машиностроение. – Х. : НТУ «ХПИ». – 2000. – Вып. 101. – С. 37–41.

**Bibliography (transliterated):** 1. *Matematicheskoe modelirovanie processov vozmushchennogo dvizheniya agregatov i sistem bronetankovoy tekhniki* / E. E. Aleksandrov, D. O. Voloncevich, V. V. Dushchenko, Har'kov: NTU «HPI». – 2012. – 354 s. 2. *Dushchenko V. V. Pitannya udoskonalennya metodologii analizu ta sintezu sistem pidresoryuvannya vijs'kovih gusenichnih i kolisnih mashin* / Vijs'kovo-tekhnichnij zbirnik Akademii suhoputnih vijs'k im. P. Sagajdachnogo. L'viv. – 2012. – Vip. 1. – S. 26– 32. 3. *Obzorov V. S. Razvitie sistem podressorivaniya tankov.* / V. S. Obzorov, A. S. Stambrovskij, B. N. SHadov // Zarubeznoe voennoe obozrenie. –1984. –№.5. – S.54-62. 4. *Zapadnogermanskij tank «Leopard-2»* // Zarubezhnaya voennaya tekhnika. Obzory. Bronetankovaya tekhnika i vooruzhenie. –1983. –Vyp.14(14). –S.14-36. 5. *Kolebaniya v transportnyh mashinah: Monografiya* / E. E.Aleksandrov, YA. V.Grita i dr. –Har'kov: HGPU, 1996. –256 s. 6. *Pevzner YA. M. Issledovanie na EHVМ vliyaniya harakteristik amortizatorov na kolebaniya avtomobilya* / YA. M. Pevzner, A. D. Konev // Avtomobil'naya promyshlennost'. – 1969. – №11.– S.8-11. 7. *Dushchenko V. V. Postanovka zadachi optimizacii parametrov sistemy podressorivaniya transportnoj gusenichnoj mashiny* / V. V. Dushchenko, S. M. Voroncov // Vestnik NTU «HPI». Sб. nauch. trudov. Ser:»Transportnoe mashinostroenie. – H. : NTU «HPI». – 2000. – Vyp. 101. – S. 37-41.

Воронцов С.Н., Поторока А.В.

#### ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЛЕБАНИЙ КОРПУСА ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ С УЧЕТОМ ВЛИЯНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ОГРАНИЧИТЕЛЕЙ ХОДА КАТКА

Математическая модель движения гусеничной машины по неровностям дополнена соотношениями, которые позволяют учитывать влияние гидравлических ограничителей хода катка. Применение демпфирующего гидравлического ограничителя, вступающего в работу в конце динамического хода опорного катка, позволяет существенно уменьшить нагрузку на амортизаторы.

Воронцов С.М., Поторока А.В.

#### ВИЗНАЧЕННЯ КОЛИВАНЬ КОРПУСУ ГУСЕНИЧНОЇ МАШИНИ З УРАХУВАННЯМ ВПЛИВУ ГІДРАВЛІЧНИХ ОБМЕЖУВАЧІВ ХОДУ КОТКА

Математична модель руху гусеничної машини по нерівностям доповнена співвідношеннями, які дозволяють враховувати вплив гідравлічних обмежувачів ходу котка. Застосування демпфуючого гідравлічного обмежувача, який входить в роботу в кінці динамічного ходу опорного котка дозволяє істотно зменшити навантаження на амортизатори.

S. Vorontsov., A. Potoroka.

#### DETERMINATION OF THE OSCILLATIONS OF THE CATERPILLAR BODY TAKING INTO ACCOUNT THE INFLUENCE OF THE HYDRAULIC STOPS OF THE ROLLER

The mathematical model of the movement of the caterpillar along the unevenness is supplemented by the relationships that allow one to take into account the effect of the hydraulic stops of the roller's travel. The use of a damping hydraulic limiter, which comes into operation at the end of the dynamic motion of the support roller, can significantly reduce the load on the shock absorbers.