

УДК 621.869

## МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ МАЛОГАБАРИТНОГО ПОГРУЗЧИКА С ГИДРОСТАТИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ ПРИ ПЕРЕЕЗДЕ ЕДИНИЧНОЙ НЕРОВНОСТИ

Л.В. Разарёнов, доц., к.т.н.,  
Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

*Аннотация.* Представлена математическая модель процесса переезда единичного препятствия малогабаритным погрузчиком с бортовой системой поворота. Проанализированы показатели колебательные процессы и их влияние на динамическую устойчивость короткобазового погрузчика.

*Ключевые слова:* погрузчик, устойчивость, бортовая система поворота, единичное препятствие, колебания, гидростатическая трансмиссия.

## МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ СТІЙКОСТІ МАЛОГАБАРИТНОГО НАВАНТАЖУВАЧА З ГИДРОСТАТИЧНОЮ ТРАНСМІСІЄЮ ПІД ЧАС ПЕРЕЇЗДУ ОДИНИЧНОЇ НЕРІВНОСТІ

Л.В. Разарьонов, доц., к.т.н.,  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

*Анотація.* Подано математичну модель процесу переїзду одиничної перепони малогабаритним навантажувачем із бортовою системою повороту. Проаналізовано показники коливальних процесів та їх вплив на динамічну стійкість короткобазового навантажувача.

*Ключові слова:* навантажувач, стійкість, бортова система повороту, одинична перепона, коливання, гідростатична трансмісія.

## MATHEMATICAL MODELLING OF STABILITY OF A MINI LOADER WITH HYDROSTATIC TRANSMISSION WHEN COMING OVER A SINGLE BUMP

L. Razaryonov, Assoc. Prof., Cand. Sc. (Eng.),  
Kharkiv National Automobile and Highway University

*Abstract.* The mathematical model of the process of coming over a single bump by a mini loader with the on-board turning system has been presented. The indices of the fluctuation process and its impact on the dynamic stability of a short-wheelbase loader have been analyzed.

*Key words:* loader, stability, on-board turning system, single bump, fluctuations, hydrostatic transmission.

### Введение

Малогабаритные короткобазовые пневмоколесные ковшовые погрузчики с бортовой системой поворота получили широкое применение во многих отраслях промышленности. Лидерами в их изготовлении являются фирмы BobCat, JCB, CAT, Locust, Komatsu, New Holland, UNC, Амкодор. Эти машины оборудованы

ковшом вместимостью 0,3–0,5 м<sup>3</sup>. Они характеризуются высокими эксплуатационными показателями, большой гаммой навесного оборудования, высокими показателями маневренности, мобильности, проходимости и т.п. Эти погрузчики просты в управлении и обслуживании, а их стоимость и эксплуатационные расходы сравнительно небольшие.



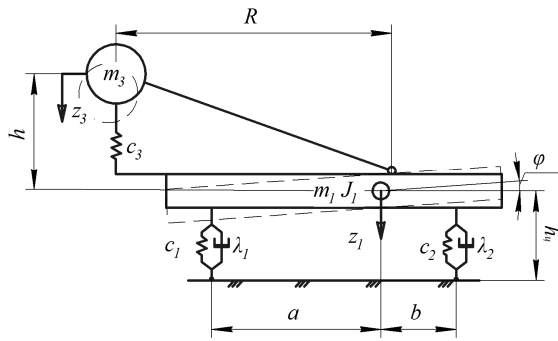


Рис. 2. Динамическая схема погрузчика при переезде единичного препятствия

Воздействие на динамическую систему описывается единичной синусоидой (рис. 3) и вызывает, по сути дела, появление одного из частных случаев параметрических колебаний.

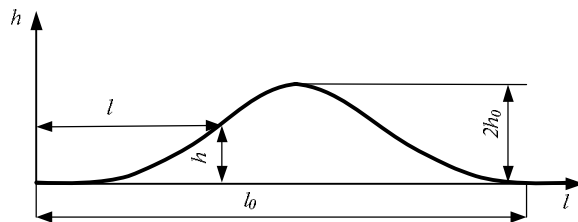


Рис. 3. Поперечный профиль неровности типа единичной обособленной синусоиды

На основании уравнений Лагранжа второго рода были составлены аналитические зависимости движения машины

$$m\ddot{z} + 2C_1(z + \varphi a) + 2C_2(z - \varphi b) - C_3[z_3 - (z + h - R \cos \alpha)] + 2\lambda_1(\dot{z} + \dot{\varphi} a) + 2\lambda_2(\dot{z} - \dot{\varphi} b) = 2C_1h_1 + 2C_2h_2 + 2\lambda_1h_1 + 2\lambda_2h_2; \quad (3)$$

$$J\ddot{\varphi} + 2C_1a(z + \varphi a) - 2C_2b(z - \varphi b) - C_3R \sin \alpha [z_3 - (z + h - R \cos \alpha)] + 2\lambda_1a(\dot{z} + \dot{\varphi} a) - 2\lambda_2b(\dot{z} - \dot{\varphi} b) = 2C_1ah_1 + 2C_2bh_2 + 2\lambda_1ah_1 + 2\lambda_2bh_2$$

$$m_3\ddot{z}_3 + C_3[z_3 - (z + h - R \cos \alpha)] = 0,$$

где  $m_1$ ,  $m_3$  — масса остова, рабочего оборудования и груза;  $z$ ,  $z_3$ ,  $\varphi$  — линейные и угловые перемещения обобщенных координат;  $C_1$ ,  $C_2$  — коэффициент упругости ходовых колес;  $C_3$  — коэффициент упругости рабочего оборудования;  $\lambda_1$ ,  $\lambda_2$  — коэффициент дисси-

пации ходовых колес;  $a$ ,  $b$  — расстояние от центра тяжести погрузчика, соответственно до передней и задней осей;  $R$  — геометрические размеры.

Аналитическое выражение функции, описывающей профиль в виде синусоиды (рис. 3), длиной  $l_0$  и высотой  $2h_0$ , имеет вид

$$h = h_0 \left[ 1 - \cos \frac{2\pi}{l_0} l \right]. \quad (4)$$

Поскольку горизонтальное перемещение  $l$  передних колес определяется скоростью поступательного движения машины  $v$  ( $l = v \cdot t$ ), а задние колеса наедут на неровность позже, так как они отстоят от передних на расстояние, соответствующее базе машины  $L$ , то возмущающее воздействие на колеса аналитически можно записать в виде выражений

$$h_1 = h_0 \left[ 1 - \cos \frac{2\pi vt}{l_0} \right], \quad (5)$$

$$h_2 = h_0 \left[ 1 - \cos \frac{2\pi(vt + L)}{l_0} \right]. \quad (6)$$

Для решения системы уравнений (3) использовался численный метод Рунге-Кутты 4-го порядка в среде MATHCAD 14. В процессе моделирования варьировались следующие основные факторы: масса груза в ковше, высота ковша над опорной поверхностью, начальная скорость ( $v_0$ ) погрузчика и параметры препятствия ( $2h_0$ ).

На рис. 4 изображены расчетные кривые изменения реакции на колесах, угла поворота, при исходных данных:  $m = 41$  кН;  $m_{\text{пр}} = 2$  кН;  $V_{\text{п}} = 0,5$  м/с;  $C = 850$  кНм;  $\lambda_1 = 2$  кН·с/м,  $h_0 = 0,1$  м;  $h_x = 1,5$  м.

В соответствии с приведенными расчетными формулами (4)–(6), на основе решения уравнений движения погрузчика (3) получены данные о колебаниях погрузчика по 3 координатам (рис. 2). Главная форма колебаний определяется вертикальным  $z$  и угловым перемещением  $\varphi$  центра масс погрузчика, на которые накладываются продольные колебания рабочего оборудования  $z_3$ .

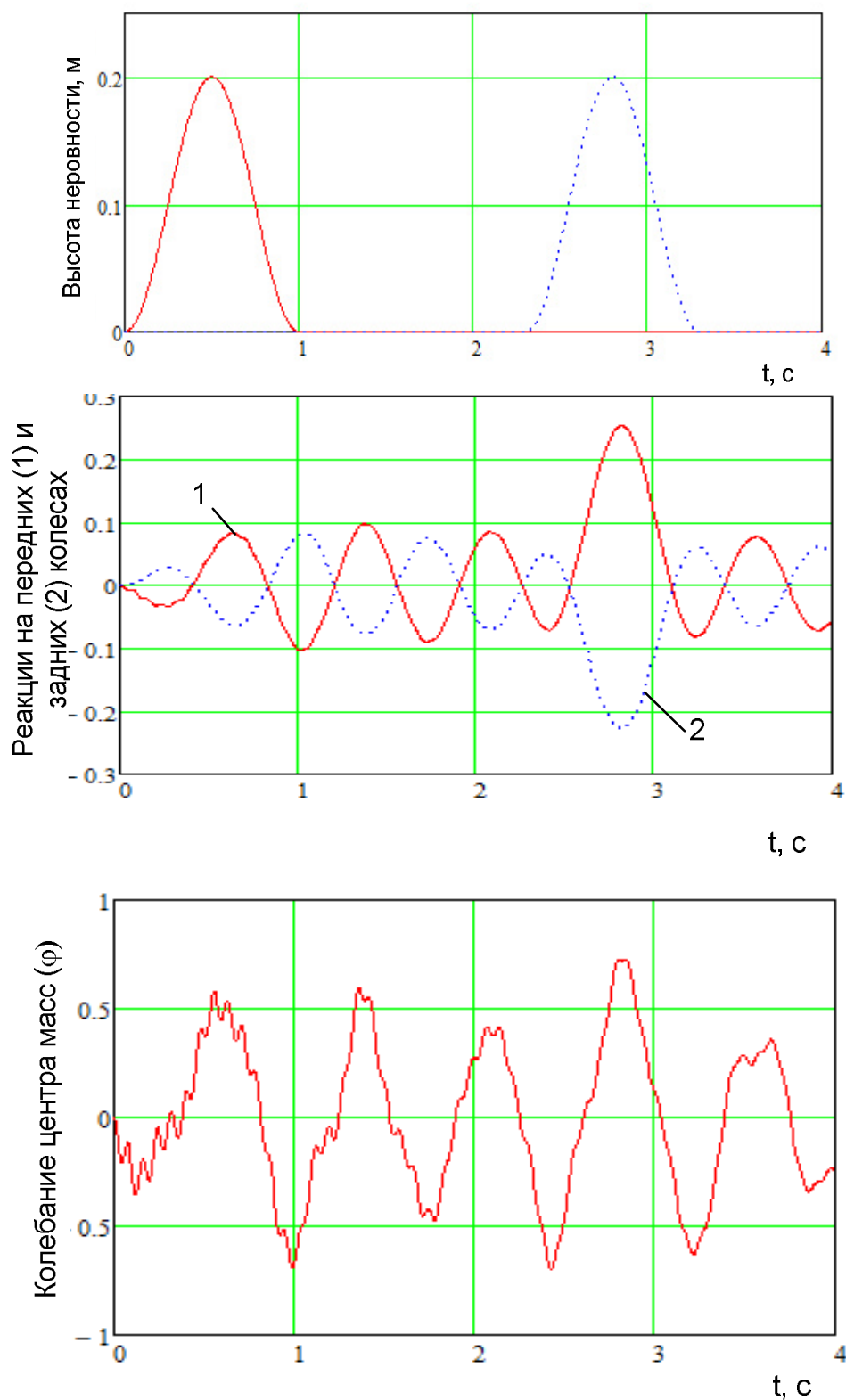


Рис. 4. Зависимость вертикальных и угловых перемещений центра масс остова машины при переезде единичной неровности

Выявлено, что наиболее опасный случай – это съезд с препятствия задними колесами; при этом угол  $\varphi$  достигает предельного значения  $27^\circ$  ( $\beta_0 = 47^\circ$ ,  $m = 0$  кг) и  $24^\circ$  (при  $\beta_0 = 67^\circ$  и  $m = 1200$  кг).

Подставивши значение в формулу (1), явно видно, что при массе 200 кг и высоте ковша 1,5 м машина теряет свою устойчивость при съезде задними колесами с препятствия. В этом случае угол  $\varphi \approx 43^\circ$  и период колебания составляет  $\tau = 0,5$  с.

### Выводы

На основе решения математической модели движения погрузчика получены значения колебаний и перемещений погрузчика по трем координатам.

В качестве критерия устойчивости погрузчика при переезде единичного препятствия предложено считать угол отклонения его центра масс относительно статического положения. При максимальном вылете ковша с полным грузом его величина не должна превышать 17°.

С целью предотвращения чрезмерных колебаний погрузчика целесообразно предусмотреть защитное устройство, которое срабатывает при достижении амплитуд колебания остова машины до значения допустимого угла опрокидывания.

### Литература

1. Погрузчики строительные одноковшовые фронтальные колесные. Правила приемки и методы испытаний: ГОСТ 16391-80. – Взамен ГОСТ 16391-70; действителен с 20.11.1980. – М.: Изд-во стандартов, 1980.
2. Векслер В.М. Проектирование и расчет перегрузочных машин / В.М. Векслер, Т.И. Муха. – Л.: Машиностроение, 1971. – 320 с.
3. Проектирование машин для земляных работ / под ред. А.М. Холодова. – Х.: Вища школа, 1986. – 272 с.
4. Назаров Л.В. Динамическая устойчивость короткобазового погрузчика с бортовой системой поворота / Л.В. Назаров, Л.В. Разарёнов // Наук. вісн. буд.: зб. наук. пр. – Х.: ХДТУБА. – 2009. – Вип. 55. – С. 217–224 с.
5. Беренгард Ю.Г. Исследование динамических нагрузок в гидросистеме рабочего оборудования погрузчика / Ю.Г. Беренгард, М.М. Гайцгори // Строительные и дорожные машины. – 1983. – №11. – С. 21–22.
6. Назаров Л.В. Исследование колебаний пневмоколесного погрузчика / Л.В. Назаров, А.Машех Насер, Б.А. Гречишников // Актуальные вопросы охраны окружающей среды от антропогенного воздействия: тезисы докладов. – Кременчуг, 1994. – С. 41–43.

Рецензент: С.С. Венцель, профессор, д.т.н., ХНАДУ.

Статья поступила в редакцию 23 февраля 2015 г.