

УДК 621.869

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРЕЕЗДА ПОРОГОВОГО ПРЕПЯТСТВИЯ МАЛОГАБАРИТНЫМ ПОГРУЗЧИКОМ С БОРТОВОЙ СИСТЕМОЙ ПОВОРОТА

Л.В. Разарёнов, доц., к.т.н. Ю.В. Рукавишников, доц.,
Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет,
А.А. Дмитренко, преп., Харьковский автомобильно-дорожный техникум

Аннотация. Представлена двухмассовая математическая модель процесса переезда единичного препятствия малогабаритным погрузчиком с бортовой системой поворота. Проанализированы показатели колебательного процесса и его влияние на динамическую устойчивость короткобазового ковшового погрузчика.

Ключевые слова: динамическая модель, погрузчик, бортовая система поворота, колебания.

МОДЕЛЮВАННЯ ПЕРЕЇЗДУ ПОРОГОВОЇ ПЕРЕШКОДИ МАЛОГАБАРИТНИМ НАВАНТАЖУВАЧЕМ З БОРТОВОЮ СИСТЕМОЮ ПОВОРОТУ

Л.В. Разарьонов, доц., к.т.н., Ю.В. Рукавишников, доц.,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
О.А. Дмитренко, викл., Харківський автомобільно-дорожній технікум

Анотація. Подано двомасову математичну модель процесу переїзду одиначної перешкоди малогабаритним навантажувачем з бортовою системою повороту. Виконано порівняльний аналіз показників коливального процесу та його впливу на динамічну стійкість короткобазового ковшового навантажувача.

Ключові слова: динамічна модель, навантажувач, бортова система повороту, коливання.

SIMULATION OF THRESHOLD OBSTACLE CROSSING BY A SMALL-SIZE LOADER WITH THE ONBOARD STEERING SYSTEM

L. Razaryonov, Assoc. Prof., Cand. Sc. (Eng.), Y. Rukavishnikov, Assoc. Prof.,
Kharkiv National Automobile and Highway University,
O. Dmitrenko, Instr., Kharkiv Automobile and Highway College

Abstract. The two-mass mathematical model of the process of crossing a single obstacle by a small-size loader with the onboard steering system is presented. The comparative analysis of parameters of the oscillating process and its impact on dynamic stability of a short-base bucket loader has been performed.

Key words: dynamic model, loader, onboard steering system, oscillations.

Введение

Малогабаритные универсальные пневмоколесные погрузчики типа «Bobcat» с жесткой рамой, гидростатической трансмиссией и бортовым поворотом, благодаря малым габаритным

размерам, высокой маневренности, производительности и универсальности с большой гаммой навесного оборудования, находят применение как средство малой механизации в промышленном и гражданском строительстве. И они склонны к опрокиды-

ванию при движении в процессе выполнения рабочего цикла. Неровности рабочих площадок являются одной из главных причин ухудшения стабильности эксплуатационных показателей погрузчиков. Движение машины по неровностям сопровождается непрерывными колебаниями остова и рабочего органа. Попадание колеса на неровность может привести к возникновению опрокидывания машины.

Анализ публикаций

Опыт эксплуатации короткобазовых погрузчиков свидетельствует о том, что потеря ими устойчивости возможна не только в случаях, характерных для машин классической компоновки. Общепринятая оценка продольной устойчивости ковшовых погрузчиков при торможении опускающего рабочего оборудования и выглублении ковша из сыпучей среды предполагает сравнение статических опрокидывающего и удерживающего моментов [1]. Вместе с тем, разработана методика определения коэффициента запаса устойчивости погрузчиков традиционной компоновки при переезде препятствий [2]. Подобные подходы не применимы для короткобазовых погрузчиков с бортовой системой поворота, поскольку инерционные силы у этих машин во время рабочего цикла существенно выше, чем у аналогичных машин классической компоновки.

Вопросам устойчивости ковшовых колесных погрузчиков классической компоновки посвящено большое количество работ [1–4]. Нормативными документами на испытания погрузчиков [1] предусмотрена оценка их статической продольной устойчивости. В.М. Векслер и Т.И. Муха [2] в дополнение к расчету статической устойчивости предложили учитывать процесс динамического торможения опускающегося рабочего оборудования, упругие свойства ходовых колес и опорной поверхности. В работе [3], помимо продольной, рассмотрена поперечная устойчивость ковшового погрузчика при движении на закругленных участках пути. Переездом единичного препятствия погрузчиком занимались Л.В. Назаров, Амашех Насер [4, 6]. Съездом гусеничного погрузчика с препятствия занимались Ю.Г. Беренгард, М.М. Гайцгори [5]. В первом и втором случаях было доказано появление очень больших нагрузок в гидроприводе рабочего органа.

Разработанные математические модели авторов [4–7] применительно к малогабаритному (короткобазовому) погрузчику не позволяют определять, помимо прочих показателей, и инерционные силы, вызывающие потерю устойчивости машины в транспортном режиме.

Цель и постановка задачи

Целью исследования является разработка метода оценки устойчивости погрузчика при движении по дорожным покрытиям с неровностями. Для достижения указанной цели необходимо определить коэффициент устойчивости машины при движении по неровности и провести анализ результатов расчета параметров порогового препятствия, разработать математическую модель процесса переезда короткобазовым погрузчиком единичной неровности.

Моделирование переезда порогового препятствия

Возможность преодоления машиной порогового препятствия ограничивается геометрическими параметрами машины, её тягово-сцепными свойствами и допустимыми динамическими нагрузками. Основными причинами застревания машины при преодолении порогового препятствия являются: значительное увеличение сопротивления движению из-за упора в препятствие колеса (ковш загружен); столкновение ковша с опорной поверхностью или зависание днища остова; снижение сцепления колес; чрезмерные динамические нагрузки. Определение возможности вывешивания машины на выступающей части препятствия представляет геометрическую задачу, которую проще решать графически.

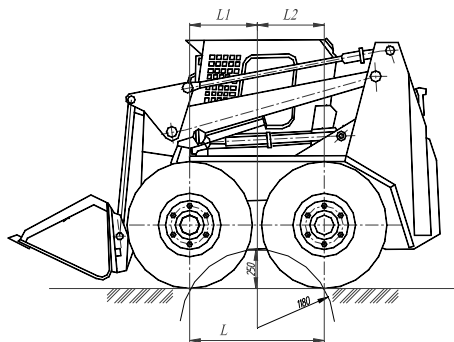


Рис. 1. Схема для определения продольного радиуса проходимости

Максимальная высота преодолеваемой стенки для полноприводного автомобиля 4×4 не превышает половины радиуса колеса ($h = 0,5r_c$) и существенно зависит от радиуса колеса и толкающей силы [6].

$$h = 1 - \frac{1}{\sqrt{1 + [1 + (n_o - 1)\varphi\varphi_{пер}]^2}}, \quad (1)$$

где n_o – количество осей; φ , $\varphi_{пер}$ – коэффициенты сцепления с опорной поверхностью и ребром уступа.

Так, при подстановке максимальных значений ($\varphi = 0,75$, $\varphi_{пер} = 1$) получено расчетное значение высоты препятствия – 0,2 м.

В качестве критерия продольной устойчивости погрузчика может быть использован угол отклонения центра масс погрузчика (ЦМП) относительно вертикальной оси, проходящей через передние колеса.

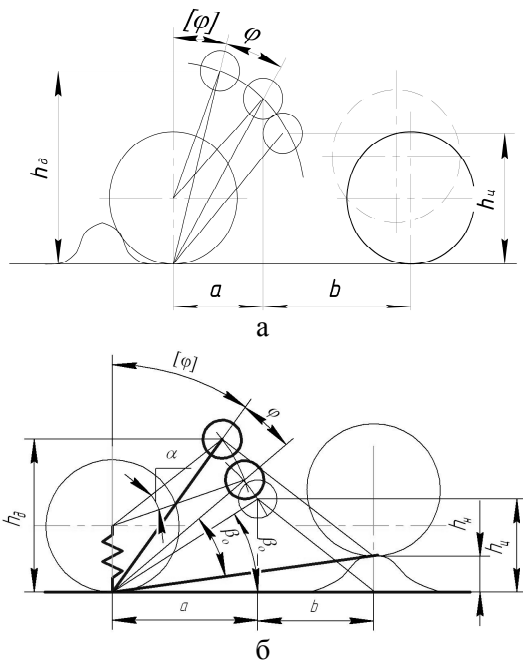


Рис. 2. Схема взаимодействия погрузчика с единичным препятствием: а – встреча колеса с опорным препятствием; б – съезд с препятствия

Устойчивость машины обеспечивается тогда, когда выполняется условие

$$(\pi / 2 - \beta - \varphi) > 0, \quad (2)$$

где φ – угол отклонения центра масс от статического положения, в результате упругой деформации колес переднего моста; β – угол отклонения от горизонтали центра масс погрузчика в статическом положении (рис. 2).

Когда центр масс погрузчика, отклоняясь вперед, совмещается с вертикалью, проходящей через ось ходовых колес, то наступает неустойчивое равновесие машины. Этому соответствует предельный угол отклонения центра масс вперед. При превышении угла отклонения центра масс вперед (φ) допустимого значения $[\varphi]$ происходит опрокидывание машины.

$$\frac{\pi}{2} - \beta = [\varphi]. \quad (3)$$

Решение задачи основывается на использовании двухмассовой нелинейной модели с тремя степенями свободы [6] и является теоретическим описанием реального процесса (рис. 3).

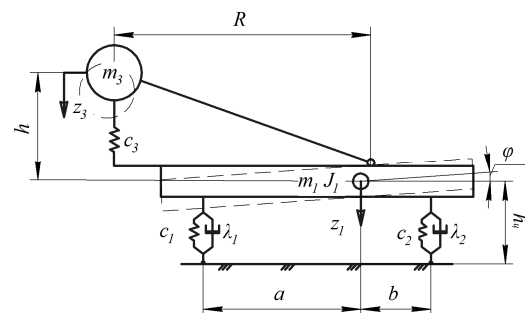


Рис. 3. Динамическая схема взаимодействия погрузчика с дорогой при переезде единичного препятствия

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

$$\begin{aligned} m\ddot{z} + 2C_1(z + \varphi a) + 2C_2(z - \varphi b) - C_3[z_3 - (z + h - R \cos \alpha)] + 2\lambda_1(\dot{z} + \dot{\varphi} a) + 2\lambda_2(\dot{z} - \dot{\varphi} b) &= 2C_1h_1 + 2C_2h_2 + 2\lambda_1h_1 + 2\lambda_2h_2 \\ J\ddot{\varphi} + 2C_1a(z + \varphi a) - 2C_2b(z - \varphi b) - C_3R \sin \alpha [z_3 - (z + h - R \cos \alpha)] + 2\lambda_1a(\dot{z} + \dot{\varphi} a) - 2\lambda_2b(\dot{z} - \dot{\varphi} b) &= 2C_1ah_1 + 2C_2bh_2 + 2\lambda_1ah_1 + 2\lambda_2bh_2 \\ m_3\ddot{z}_3 + C_3[z_3 - (z + h - R \cos \alpha)] &= 0, \quad (4) \end{aligned}$$

где m_1, m_3 – масса остова, рабочего оборудования и груза; z, z_3, φ – линейные и угловые перемещения обобщенных координат; C_1, C_2 – коэффициент упругости ходовых колес; C_3 – коэффициент упругости рабочего оборудования; λ_1, λ_2 – коэффициент диссипации ходовых колес; a, b – расстояние от центра тяжести погрузчика соответственно до передней и задней осей; R – геометрические размеры.

Воздействие на динамическую систему описывается единичной синусоидой (рис. 4) и вызывает, по сути дела, появление одного из частных случаев параметрических колебаний.

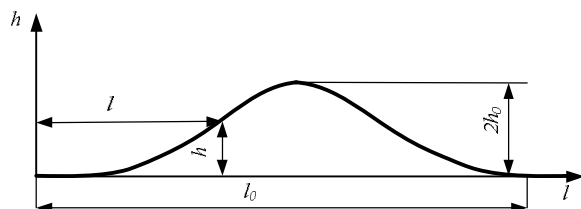


Рис. 4. Поперечный профиль неровности типа единичной обособленной синусоиды

Аналитическое выражение функции, описывающей профиль в виде синусоиды (рис. 4), 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

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

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

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. 5 изображены расчетные кривые изменения угла поворота и перемещения центра масс погрузчика при исходных данных:

$$m_1 = 4,1 \text{ т}; \quad m_3 = 0 \text{ т}; \quad v = 0,5 \text{ м/с};$$

$$C = 650 \text{ кНм}; \quad C_3 = 3000 \text{ кНм}.$$

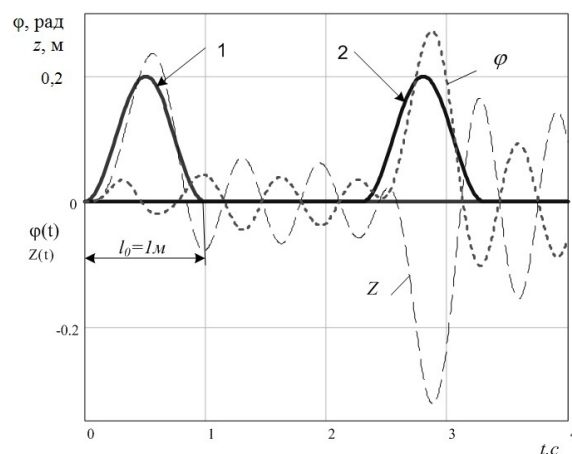


Рис. 5. Зависимость вертикальных и угловых перемещений центра масс остова машины при переезде единичной неровности: 1 – неровность под передним колесом; 2 – неровность под задним колесом

В соответствии с приведенными расчетными формулами (5–7), на основе решения уравнений движения погрузчика (4) получены данные о колебаниях погрузчика по 3 координатам (рис. 5).

Главная форма колебаний определяется вертикальным и угловым перемещениями центра масс погрузчика, на которые накладываются продольные колебания рабочего оборудования.

Выявлено, что наиболее опасный случай – это съезд с препятствия задними колесами; при этом угол φ достигает предельного значения 27° ($\beta = 46^\circ$, $m = 0 \text{ кг}$) и 24° ($\beta = 67^\circ$, $m = 1200 \text{ кг}$).

После подстановки указанных значений в формулу (2) видно, что при массе 1200 кг машина теряет свою устойчивость; при этом период колебаний составляет $\tau = 0,48 \text{ с}$.

Выводы

На основе решения уравнений движения погрузчика получены значения параметров колебаний и перемещений погрузчика по трем координатам при переезде порогового препятствия.

В качестве критерия устойчивости погрузчика при переезде препятствия предложено считать угол отклонения его центра масс относительно статического положения. При максимальном вылете ковша с полным грузом его величина не должна превышать 170.

Для предотвращения опрокидывания погрузчика предлагается установить защитное устройство, ограничивающее амплитуду колебаний, по условию ограниченного угла поворота остова машины, в продольной плоскости величиной угла продольной статической устойчивости.

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 стан-дартов, 1980. – 4 с.
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 редакцией А.М. Холодова. – Харьков: 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. – 2009. – Вип. 55. – С. 217–224.
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, Амашех Насер, Б.А. Гречишников // Актуальные вопросы охраны окружающей среды от антропогенного воздействия : тезисы докладов. – Кременчуг, 1994. – С.41–43.
7. Литвинов А. С. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств / А. С. Литвинов, Я. Е. Фаробин. – М. : Машиностроение, 1989. – 238 с.
8. Подригало М.А. Новое в теории эксплуатационных свойств автомобилей и тракторов : монография / М.А. Подригало. – Х.: Академия ВВ МВС Украины, 2013. – 222 с.

Рецензент: М.А. Подригало, профессор, д.т.н., ХНАДУ.

Статья поступила в редакцию 28 апреля 2016 г.