

Л. В. РАЗАРЁНОВ канд. техн. наук.

Харьковский автомобильно-дорожный университет

ОСОБЕННОСТИ НАГРУЖЕНИЯ ГИДРООБЪЕМНОГО ТЯГОВОГО ПРИВОДА КОРОТКОБАЗОВОГО ПОГРУЗЧИКА ПРИ ВЫПОЛНЕНИЕ РАЗВОРОТА

Вступление. Тяговый привод малогабаритных короткобазовых ковшовых погрузчиков с бортовой системой поворота оборудован двумя независимыми регулируемыми вручную гидрообъемными передачами. Такие машины обладают повышенной маневренностью и большой производительностью в сравнении с погрузчиками классической компоновки, но склонны к опрокидыванию при развороте. Устойчивость погрузчика определяется скоростью его выхода на разворот [1], которая, в свою очередь, зависит от мощности силовой установки и от сопротивлений движению.

Ранее выполненных исследований по теме. Поворот малогабаритного погрузчика напоминает поворот гусеничной машины и происходит за счет скольжения эластичных шин. Основное условие возможности поворота машин с четырьмя ведущими неуправляемыми колесами определяется соотношением [2]:

$$\frac{L}{B} \leq \frac{\varphi - f}{\mu}, \quad (1)$$

где L, B - соответственно, база и колея колесной машины; φ, f, μ - коэффициенты, соответственно, сцепления движителей с опорной поверхностью, сопротивление качению и повороту колесной машины.

При этом момент сопротивления повороту рассчитывается по известной зависимости:

$$M_{II} = \frac{\mu \cdot G_{II} \cdot L}{2}, \quad (2)$$

где G_{II} - вес машины; L - ее база.

Коэффициент сопротивление повороту, зависит от радиуса поворота ρ_3 и определяется формулой Никитина А.О [2]:

$$\mu = \frac{\mu_{\max}}{0.85 + 0.15 \frac{\rho_3}{B_k}}, \quad (3)$$

где μ_{\max} - наибольшее значение коэффициента сопротивления повороту; ρ_3 - радиус поворота, в предельном случае равный размеру колеи машины B_k .

По методике, подобной описанной и предложенной Литвиновым А.С. и Смирновым Г.А. [3], рассчитывается момент сопротивления повороту двухосной колесной машины с передними управляемыми колесами. Существующие зависимости для расчета сопротивления повороту колесных машин справедливы, когда радиус их поворота не менее размера колеи.

$$M_{\Pi \max} = 0.375 \cdot \varphi \cdot G \sqrt{F_{omn}} ; \quad (4)$$

$$M_{\Pi} = \frac{M_{\Pi \max}}{1 + 0.15 \frac{\rho}{b}}, \quad (5)$$

где G - сила тяжести, приходящаяся на одно колесо; F_{omn} - площадь пятна контакта шины; $M_{\Pi \max}$ - максимальный момент сопротивления повороту колеса при его скольжении по опорной поверхности относительно вертикальной оси; ρ - радиус поворота; b - ширина отпечатка колеса.

Постановка проблемы. Короткая колесная база и возможность выполнения разворота машины сходу торможением одного из тяговых насосов создают предпосылки к развитию колебаний остова погрузчика к его опрокидыванию на угол ковша. В этой связи, наряду с оценкой устойчивости машины в нормативных расчетных положениях для обычных колесных погрузчиков, необходим выполнен анализ устойчивости короткобазовых машин при их развороте. Кроме возможной потери устойчивости эти процессы вызывают в трансмиссии дополнительные динамические нагрузки, которые снижают прочность, долговечность деталей ходового оборудования.

Постановка и решение задач. Решение поставленных задач основывается на одномасной нелинейной модели (рис. 1) с пятью степенями свободы. Нами было принято, что в пределах одного периода основной формы колебаний погрузчик движется прямолинейно, процесс поворота выполняется последовательным соединением линейно – ломаных отрезков, образующих спираль, а в пределе – дугу окружности. В этой связи в математическом описании модели погрузчика (рис. 1) исключены его угловые колебания в горизонтальной плоскости, а движущие силы и силы сопротивления повороту, направленные вдоль оси y , приняты равными друг другу.

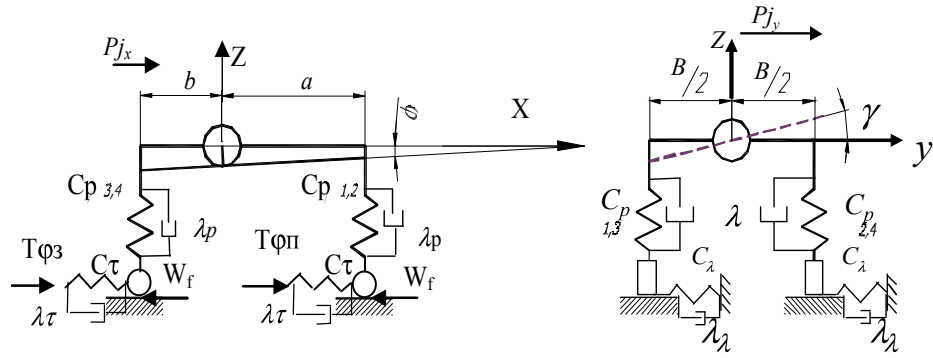


Рис. 1 Одномассовая модель погрузчика.

На основе уравнения Лагранжа второго рода получены следующие уравнения движения погрузчика:

$$\begin{aligned}
 m\ddot{x} &= T\varphi - 4C_\tau(x - \varphi h) - 4\lambda(\dot{x} - \dot{\varphi}h) - f(R_2 + R_4) - \mu_2 R_2 - \mu_4 R_4 + \frac{mj}{2}; \\
 m\ddot{y} &= -4C_y(y - \gamma h) - 4\lambda_y(\dot{y} - \dot{\gamma}h) + \frac{m(\dot{x} - \dot{\varphi}h)^2}{\rho}; \\
 m\ddot{z} &= -2C_p(\varphi a + z) - 2\lambda_p(\dot{\varphi}a + \dot{z}) + 2C_p(\varphi b - z) + 2\lambda_p(\dot{\varphi}b - \dot{z}); \\
 J_\gamma\ddot{\gamma} &= 4 \cdot C_y h(y - \gamma h) + 4\lambda_y \cdot h(\dot{y} - \dot{\gamma}h) - C_p \gamma B^2 - \lambda_p \dot{\gamma} B^2 + \frac{m(\dot{x} - \dot{\varphi}h)^2 \cdot h}{\rho}; \\
 J_\varphi\ddot{\varphi} &= T\varphi \cdot (-h) + 4C_\tau(x - \varphi h)h + 4\lambda_\tau(\dot{x} - \dot{\varphi}h)h - 2C_p(\varphi a + z)a - 2\lambda_p(\dot{\varphi}a + \dot{z})a - 2C_p(\varphi b - z)b - \\
 &\quad - 2\lambda_p(\dot{\varphi}b - \dot{z})b - f(R_2 + R_4)\frac{B}{2} + M_\Pi - \frac{mj \cdot h}{2}.
 \end{aligned} \tag{6}$$

где x, z, y, φ, γ - линейные и угловые перемещения центра масс погрузчика относительно соответствующих координат (рис. 2); m - масса погрузчика с учетом груза; M_Π - момент сопротивления повороту машины; B - колея погрузчика; J_φ и J_γ - моменты инерции погрузчика относительно поперечной горизонтальной и продольной горизонтальной осей; C_τ, C_p, C_λ - жесткости ходовых колес (тангенциальная, радиальная и боковая); $\lambda_\tau, \lambda_p, \lambda_\lambda$ - коэффициент вязких сопротивлений ходовых колес вдоль соответствующих координатных осей.

Составляющие тяговых усилий на ходовых колесах определяются проекциями общего тягового усилия на ось x и связаны с меняющимися во времени величинами опорных реакций на каждом колесе:

$$T = (\varphi_2 R_2 + \varphi_4 R_4) \left[1 - 0.217 \cdot (V_0 - (\dot{x} - \dot{\varphi}h)) + 0.066 \cdot (V_0 - (\dot{x} - \dot{\varphi}h))^3 \right], \tag{7}$$

где φ_2, φ_4 - предельные коэффициенты сцепления передних и задних колес с опорной поверхностью забегающего борта; \dot{x} и $\dot{\varphi}h$ - текущее значение,

соответственно, скоростей центра масс вдоль оси x и при его угловых смещениях относительно координаты φ ; R_2, R_4 - реакции опорных колес забегающего борта:

$$R_2 = R_{2cm} + C_p \left(z + \varphi a + \gamma \frac{B}{2} \right) + \lambda_p \left(\dot{z} + \dot{\varphi} a + \dot{\gamma} \frac{B}{2} \right); \quad (8)$$

$$R_4 = R_{4cm} + C_p \left(z - \varphi b + \gamma \frac{B}{2} \right) + \lambda_p \left(\dot{z} - \dot{\varphi} b + \dot{\gamma} \frac{B}{2} \right),$$

где R_{2cm}, R_{4cm} - статические нагрузки на переднее и заднее колесо тянущего борта; a, b - расстояния от центра масс машины, соответственно, до передней и задней осей; z, \dot{z} - перемещение и скорость центра масс погрузчика; $\gamma B/2$ и $\dot{\gamma} B/2$ - текущие значения перемещения и скорости угловых колебаний относительно оси y .

Наиболее применяемая формула Никитина А.О для расчета общего момента сопротивления повороту машины в качестве предельного

случая предполагает полную остановку движителей одного из бортов и забегание вокруг него движителей другого борта. Погрузчик типа ПМТС 1200 способен выполнить разворот машины «на месте» противовключением регулируемых насосов тягового привода, когда колеса одного борта вращаются в прямом направлении, а другого в противоположном. Для этого случая в [2] предлагается модифицированная формула расчета общего момента сопротивления повороту машины, оборудованной бортовыми гидростатическими передачами:

$$M_{\Pi} = \frac{M_{24}}{1 + 0.15 \frac{\rho + B}{B}} + \frac{M_{13}}{1 + 0.15 \left| \frac{\rho - B}{B} \right|}, \quad (9)$$

где M_{24} и M_{13} - моменты сопротивления повороту, соответственно, забегающего (колеса 2 и 4) и отстающего (колеса 1 и 3) бортов машины (рис. 2).

Если машина снабжена шинами цилиндрической формы, то при развороте на твердом покрытии [4]:

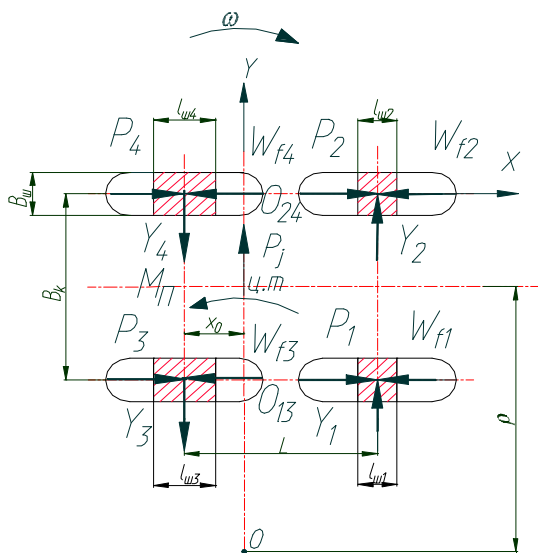


Рис. 2 Расчетная схема погрузчика с бортовой системой поворота.

$$M_{24/13} = 2 \cdot \varphi \cdot p_{ш} \left[\int_0^{e_{ш}/2} \int_{x_0 - l_{ш}/2}^{x_0 + l_{ш}/2} \sqrt{x^2 + y^2} dx dy + \int_0^{L - e_{ш}/2} \int_{L - x_0 - l_{ш}/2}^{x_0 + l_{ш}/2} \sqrt{x^2 + y^2} dx dy \right], \quad (10)$$

где x, y – координаты элементарного пятна контакта в виде прямоугольника; $p_{ш}$ – давление воздуха в шине; $b_{ш}, l_{ш}$ – соответственно, ширина и длина отпечатка шины на опорной поверхности.

Для цилиндрических шин можно принять $b_{ш} = const$, тогда :

$$l_{ш} = \frac{R_i}{p_{ш} b_{ш}}, \quad (11)$$

где R_i – вертикальная нагрузка на i -ое колесо.

В качестве примера на рис. 3 изображено сопоставление расчетных и экспериментальных данных в виде соответствующих осциллограмм. Сопоставление расчетных данных с экспериментальными свидетельствуют о достаточной сходимости результатов.

Комплексная оценка расчетной динамической нагруженности ведущих колес производится по силе тяги. Данные моделирования на ЭВМ сопоставлялись с экспериментально установленными результатами. Адекватность математической модели натурной машине оценивалась по совпадению характера частот колебаний и величине дисперсий нагрузок. Установлено практически полное соответствие расчетных и экспериментальных частот колебаний при расхождении соответствующих дисперсий на 13,7%.

Выводы. 1. В результате экспериментально-аналитического исследования

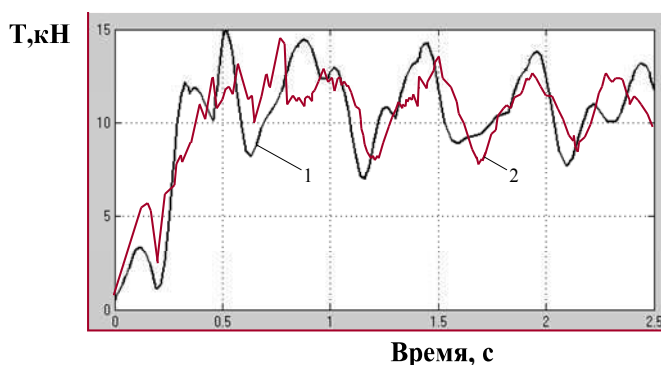


Рис. 3. Зависимость силы тяги забегавшего борта погрузчика от времени при скорости 0,6 м/с при порожнем ковше в транспортном режиме: 1 – зависимость, полученная при решении математической модели (6); 2 – экспериментальная зависимость.

установлено, что наиболее опасным является случай торможения и полной остановки ходовых колес одного из бортов машины с ее разворотом движением колес другого борта. 2.

Предложенная пространственная расчетная математическая модель короткобазового ковшового погрузчика с бортовой

системой поворота, которая позволяет оценить условия нагружения машины в рабочем процессе при развороте.

ЛИТЕРАТУРА

1. Назаров Л.В.. Результаты исследования погрузчиков с бортовым поворотом. / Л.В. Назаров И.Г. Кириченко, И.А. Перевозник, Л.В. Разарёнов/ СДМ, №10, 2000, С. 32-35.
2. Фаробин Я.Е. Теория поворота транспортных машин. / Я.Е. Фаробин М.; Машиностроение, 1970, – 176 с.
3. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин./ Г.А. Смирнов.- М.; Машиностроение, 1990. – 351 с.
4. Назаров Л.В. Особенности поворота малогабаритного погрузчика типа ПМТС 1200 / Л.В. Назаров, В.П. Истомин, Л.В. Разарёнов // Весник ХНАДУ. Сб. науч. тр., - Харьков: ХНАДУ. – 2004. - Вып. 25. - С. 54-58.

УДК 624.155.152

В. П. ШТЕПА, докт. техн. наук.,

В. И. ПАНТЕЛЕЕНКО, канд. техн. наук, А. Е. ЗЕКУН, студент

ГВУЗ «Приднепровская государственная академия строительства и архитектуры»

ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ПОГРУЖЕНИЯ СВАЙ И ЗАБИВНЫХ БЛОКОВ НА БАЗЕ ЭКСКАВАТОРА ЭО-3322

Актуальность исследований. Широкое развитие в строительстве получили фундаменты из забивных блоков. Применение новых технологий и различных конструкций строительных элементов для сооружения нулевого цикла показало, что помимо высокой экономической эффективности они имеют большое социальное значение, которое заключается в повышении культуры строительно-монтажных работ за счет их индустриализации, а также сокращения объема ручного труда [1, 2]. Поэтому исследования, направленные на разработку и создание оборудования для погружения свай и забивных блоков, являются актуальными.