

УДК 621.869

ОЦЕНКА КВАЗИСТАТИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ МАЛОГАБАРИТНОГО ПОГРУЗЧИКА ТИПА ПМТС-1200

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

Аннотация. Представлена методика оценки квазистатической устойчивости малогабаритного погрузчика ПМТС-1200 при выполнении поворота.

Ключевые слова: малогабаритный погрузчик, радиус поворота, инерционные силы, гидростатическая трансмиссия.

ОЦІНКА КВАЗИСТАТИЧНОЇ СТІЙКОСТІ МАЛОГАБАРИТНОГО НАВАНТАЖУВАЧА ТИПУ ПМТС-1200

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

Анотація. Надано методику оцінки квазістатичної стійкості малогабаритного навантажувача ПМТС-1200 при виконанні повороту.

Ключові слова: малогабаритний навантажувач, радіус повороту, інерційні сили, гідростатична трансмісія.

ASSESSMENT OF THE QUASI-STATIC STABILITY OF PMTC-1200 SKID-STEER LOADERS

L. Razarenov, Assoc. Prof., Cand., Eng. Sc.,
Kharkiv National Automobile and Highway University

Abstract. The technique of assessing the quasi-static stability of skid-steer loaders while turning has been presented.

Key words: skid-steer loader, turning radius, inertial forces, hydrostatic transmission.

Введение

Малогабаритные ковшовые погрузчики с бортовой системой поворота, оборудованные двумя регулируемые вручную гидрообъемными передачами в тяговом приводе, находят широкое применение при выполнении работ в стесненных дорожных условиях и коротких дистанциях. Это обеспечивается возможностью противовключения тяговых насосов. В указанном режиме движения устойчивость машины должна контролироваться в процессе разворота.

В общем цикле работы рассматриваемых погрузчиков определяющими являются разгонно-

тормозные режимы движения и поворот. В сравнении с другими колесными машинами погрузчики с бортовой системой поворота обладают рядом особенностей. Первая особенность связана с изменением массы перемещаемых грузов и переменного положения ковша в пространстве. Это оказывает влияние на положение центра масс машины. Вторая особенность вызвана несимметричным действием инерционных сил в процессе разгона, торможения и поворота машины. Третья – момент сопротивления повороту – зависит от неравномерности нагрузки ходовых колес нормальными силами, что обусловлено изменением положения в пространстве и степени загрузки ковша.

В настоящей статье с учетом указанных особенностей проведена оценка квазистатической устойчивости малогабаритного погрузчика с бортовой системой поворота. Как частный случай рассмотрим вопрос устойчивости малогабаритного погрузчика при выполнении поворота.

Анализ публикаций

Вопросам устойчивости ковшовых колесных погрузчиков классической компоновки посвящено большое количество работ [1–4]. ГОСТом на испытания погрузчиков [2] предусмотрена оценка их статической продольной устойчивости; В.М. Векслер и Т.И. Муха [3] в дополнение к этому при расчете устойчивости предложили учитывать процесс динамического торможения опускающегося рабочего оборудования, упругие свойства ходовых колес и опорной поверхности. В работе [4], помимо продольной, рассмотрена поперечная устойчивость ковшового погрузчика, классической компоновки, при движении на закругленных участках пути.

Существующие методики оценки устойчивости не позволяют определить нагрузки на погрузчик при выполнении им поворота. С целью устранения этого в работе разработан метод, который позволяет определить нагрузки, действующие на остов малогабаритного погрузчика.

Цель и постановка задачи

Целью исследования является разработка метода расчета показателей колебательного процесса и динамической устойчивости малогабаритного погрузчика с бортовой системой поворота.

В качестве критерия устойчивости погрузчика принят угол отклонения центра масс относительно вертикальной оси, проходящей через середину колеи передних колес.

Оценка квазистатической устойчивости

Поскольку опрокидывание малогабаритного погрузчика с бортовой системой поворота возникает под действием двух инерционных сил (центробежной и тангенциальной), то для их определения необходимо установить закономерности формирования траектории

движения центра масс и соответствующих ускорений в результате торможения одного из тяговых гидромоторов.

Один из наиболее опасных случаев имеет место при развороте машины «сходу» при наиболее неблагоприятном расположении ковша по высоте и вылету. Достигается это режим реверсированием одного из гидромоторов тягового привода при первоначальном прямолинейном движении погрузчика с наибольшей скоростью. После чего машина под действием инерционной силы движется по прямой, и лишь спустя некоторое время, когда наклонный диск гидронасоса начнет стремиться к своему нейтральному положению, происходит замедление движения отстающего борта и его остановка.

Для исследования этого случая наихудших условий по опрокидыванию погрузчика рассмотрим кинематику его движения при торможении отстающего борта и оценим его квазистатическую устойчивость [5] по наибольшим значениям центробежной и продольной (тангенциальной) инерционным усилиям без учета колебаний машины, что не противоречит общепринятым положениям [6]. Это соответствует наиболее опасному случаю по опрокидыванию машины.

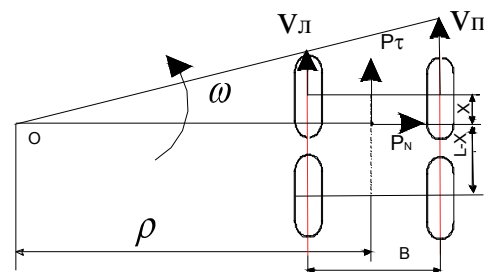


Рис. 1. Расчетная схема погрузчика для оценки квазистатической устойчивости

Мгновенное значение радиуса кривизны траектории движения погрузчика ρ может быть найдено из условия обеспечения равенства угловых скоростей ω поворота правого и левого бортов машины относительно центра вращения

$$\omega = \frac{v_{\text{П}}}{\rho + \frac{B}{2}} = \frac{v_{\text{Л}}}{\rho - \frac{B}{2}}, \quad (1)$$

где $v_{\text{П}}, v_{\text{Л}}$ – линейные скорости правого и левого бортов; B – колея погрузчика; ρ –

текущее значение радиуса поворота погрузчика.

Из последнего равенства вытекает

$$\rho = \frac{v_{\Pi} + v_{Л}}{v_{\Pi} - v_{Л}} \cdot \frac{B}{2}. \quad (2)$$

В соответствии с представленной схемой (рис. 1) линейная скорость центра масс погрузчика при повороте определяется как среднее значение скоростей правого и левого бортов

$$v_{\text{цт}} = \frac{v_{Л} + v_{\Pi}}{2}. \quad (3)$$

С другой стороны, при неизменной скорости правого борта ($v_{\Pi} = \text{const}$) в результате реверсирования левого гидромотора имеем

$$v_{Л} = v_{\Pi} - j \cdot t, \quad (4)$$

где j – ускорение замедления отстающего борта; t – время.

$$j = \frac{r_k}{i_{\text{бр}}} \cdot \varepsilon_M, \text{ а } \varepsilon_M = \frac{k_{\omega} \cdot \omega_e^2 \cdot \eta_0^2}{V_M}.$$

Тогда

$$j = \frac{r_k}{i_{\text{бр}}} \cdot \frac{k_{\omega} \cdot \omega_e^2 \cdot \eta_0^2}{V_M}, \quad (5)$$

где r_k – радиус ходового колеса; $i_{\text{бр}}$ – передаточное число бортового редуктора; ε_M – угловое ускорение (замедление) гидромотора; ω_e – угловая скорость коленчатого вала двигателя; V_M – рабочий объем гидромотора; k_{ω} – скорость изменения рабочего объема насоса, зависящая от скорости изменения угла наклона его опорного диска, определяемой подачей подпиточного насоса и размерами гидроцилиндров управления; η_0 – объемный КПД насоса и гидромотора.

Следовательно,

$$v_{Л} = v_{\Pi} - \frac{r_k \cdot k_{\omega} \cdot \omega_e^2 \cdot \eta_0^2 \cdot t}{i_{\text{бр}} \cdot V_M} \quad (6)$$

или

$$v_{\Pi} - v_{Л} = \frac{r_k \cdot k_{\omega} \cdot \omega_e^2 \cdot \eta_0^2 \cdot t}{i_{\text{бр}} \cdot V_M}. \quad (7)$$

Тогда, согласно (2) и (7),

$$\rho = \frac{v_{Л} + v_{\Pi}}{\frac{r_k \cdot k_{\omega} \cdot \omega_e^2 \cdot \eta_0^2 \cdot t}{i_{\text{бр}} \cdot V_M}} \cdot \frac{B}{2}. \quad (8)$$

После упрощений находим

$$\rho = \left(\frac{2 \cdot v_{\Pi} \cdot i_{\text{бр}} \cdot V_M}{r_k \cdot k_{\omega} \cdot \omega_e^2 \cdot \eta_0^2 \cdot t} - 1 \right) \cdot \frac{B}{2}.$$

Рассмотрим вопрос обеспечения квазистатической устойчивости. Скорость центра масс погрузчика при торможении отстающего борта, с учетом (3) и (6), определяется соотношением

$$v_{\text{цт}} = v_{\Pi} - \frac{r_k \cdot k_{\omega} \cdot \omega_e^2 \cdot \eta_0^2 \cdot t}{2 \cdot V_M \cdot i_{\text{бр}}}. \quad (9)$$

Тогда тангенциальное ускорение центра масс

$$j_{\text{цт}} = \frac{dv_{\text{цт}}}{dt} = - \frac{r_k \cdot k_{\omega} \cdot \omega_e^2 \cdot \eta_0^2}{2 \cdot V_M \cdot i_{\text{бр}}}. \quad (10)$$

Применительно к погрузчику ПМТС-1200 при $r_k = 0,47$ м, $V_M = 89$ см³/об; $i_{\text{бр}} = 25,6$;

$k_{\omega} = 0,159 \frac{\text{см}^3}{\text{об} \cdot \text{рад}}$; $\eta_0 = 0,92$, ускорение центра масс 1,3 м/с², что практически совпадает с экспериментальными данными.

Гравитационные и инерционные усилия, действующие на погрузчик, определяются его массовыми и геометрическими параметрами, продольным замедлением и скоростью вращательного движения машины вокруг центра поворота. Необходимо отметить, что значение скорости центра масс (9) получено при наибольшей допустимой линейной скорости забегающего борта. Далее будет показано, что разворот машины относительно остановленного борта происходит с линейной скоростью забегающего борта, ограниченной мощностью двигателя. Короткая колесная база и возможность выполнения

разворота машины, перемещающейся с высокой скоростью, противовключением тяговых насосов создают предпосылки к опрокидыванию погрузчика на угол ковша. Как правило, вывод машины в описанный режим движения сопровождается интенсивными колебаниями ее остова. В этой связи, наряду с оценкой устойчивости в нормативных расчетных положениях для обычных колесных погрузчиков, впервые выполнен анализ устойчивости рассматриваемых машин при их развороте сходу с переменным радиусом. Максимальное замедление вращения ходовых колес обуславливается наивысшим темпом изменения рабочего объема тяговых насосов

$$V_{hi} = k_{\omega} \cdot \omega_e \cdot t \leq V_{nmax},$$

где V_{nmax} – наибольший рабочий объем насоса.

Тогда инерционные силы в центре масс, действующие на погрузчик при повороте с учетом (10), определяются равенствами

$$P_{\tau} = m \cdot j_{\text{цт}} = \frac{m \cdot r_k \cdot \kappa_{\omega} \cdot \omega_e^2 \cdot \eta_0^2}{2 \cdot V_M \cdot i_{\text{оп}}}, \quad (11)$$

$$P_N = m \cdot \omega^2 \rho, \quad (12)$$

где V_{nmax} – наибольший рабочий объем насоса; P_{τ} и P_N – продольная (тангенциальная) и центробежная инерционные силы; m – масса погрузчика с грузом.

Поскольку $\omega = V_{\text{цт}} / \rho$, то

$$P_N = m \cdot \frac{V_{\text{цт}}^2}{\rho}. \quad (13)$$

Тогда на основании (13) получаем

$$P_{Nmax} = \frac{m \cdot v_{\text{цт}}^2}{2B}. \quad (14)$$

Ранее отмечалось, что для колесных погрузчиков традиционной конструкции оценивается в основном статическая устойчивость с коэффициентом запаса устойчивости не менее 2. Короткобазовый погрузчик с бортовой системой поворота в стандартных положениях имеет несколько меньший коэффициент

запаса статической устойчивости – менее 1,5. В связи с возможностью разворота короткобазового погрузчика сходу с малыми радиусами поворота возникает необходимость оценить его устойчивость в этом случае с учетом действия тангенциальных и центробежных инерционных сил. Предлагается рассматривать этот процесс на основе уравнений статики, как это делается, например, для грузоподъемных машин. Поскольку машина рассматривается в движении, учитываются динамические нагрузки, но при этом используется уравнение статики, тогда данный вид устойчивости называется квазистатическим (почти статическим). Так как потеря устойчивости в движении машины значительно более опасна, чем в неподвижном состоянии, то коэффициент запаса квазистатической устойчивости должен быть не менее 2 (по аналогии с погрузчиками классического исполнения).

Анализ сил, действующих на короткобазовый погрузчик, показывает, что тангенциальная инерционная сила не превышает 30 % нормальной (для ПМТС-1200 при наибольшей скорости забегающего борта $P_{\tau} = 6,89$ кН, $P_N = 22,9$ кН). При оценке квазистатической устойчивости относительно переднего колеса забегающего борта плоскости действия общего опрокидывающего момента и удерживающего практически совпадают. Тогда коэффициент запаса квазистатической устойчивости определяется выражением

$$k_3 = \frac{mg \sqrt{l_{\text{цт}}^2 + \frac{B^2}{4}}}{\sqrt{(P_{\tau} h_{\text{цт}})^2 + (P_N h_{\text{цт}})^2}}, \quad (15)$$

где $l_{\text{цт}}$ – расстояние от центра тяжести погрузчика до передней оси; $h_{\text{цт}}$ – высота центра тяжести; mg – вес погрузчика.

В общем балансе плеч и моментов первые слагаемые подкоренных выражений не превышают 8 и 4 %. Поэтому с погрешностью не более 4 % в первом приближении квазистатическую устойчивость машины можно рассматривать относительно ребра опрокидывания машины, проходящего через колеса забегающего борта. Тогда с учетом двукратного запаса устойчивости

$$k_y = \frac{mg \frac{B}{2}}{P_{N \max} h_{\text{цт}}} \geq 2,0. \quad (16)$$

С учетом ранее полученных результатов допустимая общая высота центра тяжести погрузчика с наибольшим грузом в ковше определяется на основе равенства

$$mg \frac{B}{2} \geq \frac{m \cdot V_{\text{цм}}^2}{B} \cdot h_{\text{цт}}. \quad (17)$$

Откуда следует

$$h_{\text{цт}} \leq \frac{g \cdot B^2}{2 \cdot V_{\text{цм}}^2}, \quad (18)$$

где $V_{\text{цм}}$ – наибольшая скорость выхода погрузчика на разворот.

Отметим, что для обеспечения квазистатической устойчивости короткобазового погрузчика высота центра тяжести груза в ковше должна совпадать с высотой в том же положении рабочего оборудования центра тяжести машины без груза. Для ПМТС-1200 с грузом в ковше 1200 кг $h_{\text{цт}} \approx 0,9$ м [5].

Из приведенных зависимостей $P_{N \max}$ и P_{τ} следует, что при постоянной скорости забегающего борта с торможением до остановки отстающего P_{τ} остается неизменной. В то же время центробежная сила возрастает до максимального значения при остановленном отстающем борте. Объясняется это тем, что с уменьшением радиуса поворота от ∞ до $B/2$ и неизменной скорости $V_{\text{цм}}$ возрастает угловая скорость погрузчика, достигая своего максимума при $V_{\text{л}} = 0$.

Тогда максимально допустимая скорость, при которой возможен поворот машины на месте, определяется выражением

$$V_{\text{цм}} = \frac{N \cdot \eta_{\Gamma}^2 \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \frac{B_{\text{к}}}{2}}{\frac{M_3}{1,15} + M_0}, \quad (19)$$

где M_3 и M_0 – моменты сопротивления повороту забегающего и отстающего бортов машины; $\eta_{\text{м}}$ – механические КПД бортового и раздаточного редукторов погрузчика; $V_{\text{м}}$ –

рабочий объем гидромотора; η_{Γ} – гидравлический КПД ГСТ, зависящий от скорости движения машины; N – мощность двигателя.

Расчеты по зависимости (19) показывают, что по мощности двигателя предельная скорость забегающего борта погрузчика при развороте не превышает 50–55 % наибольшей скорости прямолинейного движения.

Если продолжить реверсирование гидромотора отстающего борта, то радиус поворота и инерционная сила P_N стремятся к нулю. Таким образом, с позиций квазистатической устойчивости (без учета колебаний погрузчика) наиболее опасным является поворот погрузчика относительно остановленного отстающего борта. Это же подтверждают экспериментальные данные (рис. 2).

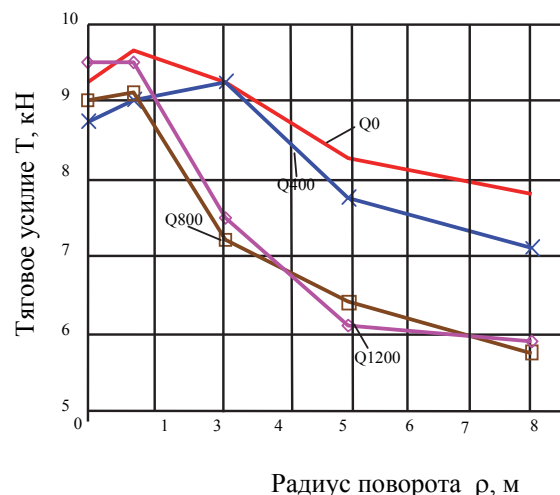


Рис. 2. График зависимости тягового усилия забегающего борта погрузчика в зависимости от радиуса поворота: Q_0 , Q_{400} , Q_{800} , Q_{1200} – масса груза в ковше

Наибольшее тяговое усилие тянущего борта достигается при $\rho = B/2$. В этом случае поворот рассматриваемого погрузчика подобен повороту гусеничной машины с одной заторможенной гусеницей. Колеса отстающего борта перемещаются с наибольшим боковым юзом, обеспечивая максимальные сопротивления повороту погрузчика.

Выводы

Наихудшие условия квазистатической устойчивости при повороте погрузчика достига-

ются при полной остановке колес одного из бортов, центробежная инерционная сила в центре масс достигает своего максимума. При развороте на месте вокруг центра тяжести погрузчика центробежная сила равна нулю и его квазистатическая устойчивость обеспечивается всегда.

В транспортном режиме движения с поворотом при полной загрузке ковша квазистатическая устойчивость обеспечивается, когда высота центра масс погрузчика с грузом не больше высоты центра масс погрузчика без груза. Рекомендуется в транспортном режиме поднимать днище ковша на высоту, не превышающую $2/3$ высоты центра масс погрузчика без груза.

Литература

1. ГОСТ 16391-80 Погрузчики строительные одноковшовые фронтальные колесные. Правила приемки и методы испытаний. Взамен ГОСТ 16391-70; введен 01.01.1982. – М.: Министерство строит., дорожн. и коммунальн. машиностроения, 1980.
2. Фаробин Я.Е. Теория поворота транспортных машин / Я.Е. Фаробин. – М.: Машиностроение, 1970. – 176 с.
3. Векслер В.М. Проектирование и расчет перегрузочных машин / В.М. Векслер, Т.И. Муха. – Л.: Машиностроение, 1971. – 320 с.
4. Проектирование машин для земляных работ / под редакцией А.М. Холодова. – Х.: Вища школа, 1986. – 272 с.
5. Разарёнов Л.В. Повышение эффективности работы короткобазовых колесных погрузчиков с бортовой системой поворота: автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук: спец. 05.05.04 «Машины для земляных, дорожных и лесотехнических работ» / Л.В. Разарёнов. – Х., 2011. – 22 с.
6. Холодов А.М. Основы динамики землеройно-транспортных машин / А.М. Холодов. – М.: Машиностроение, 1968. – 156 с.
7. Назаров Л.В. Особенности поворота малогабаритного погрузчика типа ПМТС-1200 / Л.В. Назаров, В.П. Истомин, Л.В. Разарёнов // Вестник ХНАДУ: сб. науч. тр. – 2004. – Вып. 25. – С. 54–58.

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

Статья поступила в редакцию 21 июня 2014 г.
