

Висновки. 1. Строк служби PP Hydro HV 46 при використанні її у гідроприводі автогрейдера GR165 складає 1185 маш-год.

2. Коефіцієнт K_j , який характеризує протизношувальні властивості PP, може використовуватися у якості критерію, що визначає її строки служби в гідроприводах будівельних і дорожніх машинах.

ЛІТЕРАТУРА

1. Венцель Е.С. Улучшение эксплуатационных свойств масел и топлив: монография / Е.С. Венцель //–Харьков: ХНАДУ, 2010. – 224с.

2. Григоров А.Б. Підвищення ефективності експлуатації автобусів оптимізацією строків заміни моторних олив / дис. канд. техн. наук.: 05.22.20 / Андрій Борисович Григоров. – Харків, 2009. – 230 с.

3. Венцель Е.С. Визначення мінімально припустимого значення коефіцієнта протизношувальних властивостей робочих рідин гідроприводів / Е.С. Венцель, О.В. Орел, О.Ю. Пономаренко // Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. – 2011, Вип.53. – С. 95-98.

УДК 621.869

Л.В. РАЗАРЁНОВ, канд. техн. наук, Ю.В. РУКАВИШНИКОВ, канд. техн. наук.

Харьковский национальный автомобильно – дорожный университет

ПОВЫШЕНИЕ ЭФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ МАЛОГАБАРИТНОГО ПОГРУЗЧИКА С БОРТОВИМ ПОВОРОТОМ ПРИ РАЗВОРОТЕ

Актуальность проблемы. Малогабаритные пневмоколесные фронтальные погрузчики с бортовой системой поворота получили широкое применение. Их отличает от классических погрузчиков высокие эксплуатационные показатели, универсальность применения, маневренность, мобильность. Они просты в управлении и обслуживании, их стоимость и эксплуатационные расходы сравнительно небольшие. Благодаря набору сменного рабочего оборудования они находят широкое применение в гражданском, городском и коммунальном строительстве.

Особенностью этой машины является продолжительным поворот, на который тратится до 40% времени цикла. Малогабаритные погрузчики могут выполнять разворот вокруг своего «геометрического центра», но это влечет за собой интенсивные колебания

остава машины, что может привести к дискомфортным условиям для водителя и опрокидыванию погрузчика [1].

Анализ публикаций. Эксплуатация короткобазовых погрузчиков с бортовой системой поворота свидетельствует, что потеря ими устойчивости возможна при их развороте с одновременным торможением одного из бортов. Действующим ГОСТом предусмотрена оценка только продольной устойчивости ковшовых погрузчиков, приведена методика определения коэффициента запаса устойчивости традиционных погрузчиков при повороте. Принято считать, что погрузчики теряют устойчивость, как отмечено в работах Базанова А.В., Забегалова Г.В. [2], при отрыве одного из ходовых колес от опорной поверхности. Инерционные силы, возникающие при торможении опускающейся стрелы погрузчика, учтены в работах Векслером В.М. и Мухой Т.И. [3]. Холодов А.М., Ничке В.В и Назаров Л.В. [4] предложили методику определения коэффициента запаса устойчивости традиционных погрузчиков при повороте. Необходимо отметить, что радиус поворота погрузчиков с шарнирно - сочлененной рамой достаточно велик и центробежные силы даже при относительно большой линейной скорости малы.

Проведенный анализ публикаций показал, что на сегодня отсутствуют рекомендации по оценке динамической устойчивости малогабаритного ковшового погрузчика с бортовой системой поворота при выполнении разворота. Существующие методики рассматривают только статическую устойчивость, которая недостаточно описывает процесс устойчивости машины при выполнении поворота. В работе [1] проведено динамическое исследование малогабаритного погрузчика при выполнении поворота. Предложенная одномассная математическая модель, которая не учитывает колебание ковша с грузом.

Цели и задачи. Целью выполненного исследования является разработка методики расчета показателей колебательного процесса и динамической устойчивости [5] короткобазового погрузчика с бортовой системой поворота. К числу основных решаемых задач отнесены:

- разработка расчетной схемы модели погрузчика при существенном скольжении ходовых колес, при выполнении поворота;
- определение критического угла опрокидывания и периода главной формы колебания.

Основная часть. Кафедрой СДМ ХНАДУ выполнено исследование устойчивости малогабаритных погрузчиков. В котором, наряду с оценкой устойчивости в расчетных положениях для обычных колесных погрузчиков, выполнен анализ устойчивости рассматриваемых машин при резком торможении одного из бортов. Максимальное

замедление вращения ходовых колес обуславливается наивысшим темпом изменения рабочего объема тяговых насосов $V_{H_i} = \kappa \omega_e t \leq V_{H \max}$ и соответствующими этому угловым ускорением колес

$$\varepsilon = \frac{1}{t_{\sigma p}} \frac{\partial \omega_m}{\partial t} = \frac{\kappa \omega_e^2 \eta_0^2}{V M t_{\sigma p}}, \quad (1)$$

где ω_e - угловая скорость роторов насоса; V_m -рабочий объем гидромоторов; $K\omega$ - постоянная тяговых насосов, зависящая от подачи подпиточного насоса, параметров цилиндров управления и кинематики механизма поворота наклонного диска (для ПМТС-1200 $K\omega=0.159(\text{см}^3/\text{об})/\text{рад}$).

Исследованием на экстремум функциональных зависимостей изменения во времени тангенциального и нормального ускорений погрузчика при развороте установлены условия его наиболее вероятного опрокидывания. Соответствующее этому наибольшее тангенциальное P_τ и нормальное $P_{N \max}$ инерционные усилия предложены в центре тяжести достигают значений

$$P_\tau = m \frac{K \omega_e^2 r_k \eta_0^2}{2 V M t_{\sigma p}} ; \quad (2)$$

$$P_{N \max} = m \frac{v_0^2}{B_k}, \quad (3)$$

где помимо уже названных величин m - масса машины с грузом; V_m - скорость движения погрузчика к моменту его выхода на разворот; b - колея погрузчика; v_0 - скорость центра масс.

По условию опрокидывания допустимая высота центра масс погрузчика с грузом в ковше в транспортном режиме движения не должна превышать значения

$$h_{цм} < \frac{g B_k^2}{2 \cdot v_o^2}, \quad (4)$$

Для ПМТС-1200 $h_{цм} < 0.9$ м, что соответствует расположению центра масс ковша с грузом в 1,2 т на высоте не более 0.8 м над опорной поверхностью.

С учетом возможного опрокидывания погрузчика на угол ковша, коэффициент запаса устойчивости следует проверить по выражению

$$k_3 = \frac{mg \sqrt{l_{цм}^2 + \frac{B_k^2}{4}}}{\sqrt{(P_\tau h_{цм})^2 + (P_{N \max} h_{цм})^2}} > 2.0, \quad (5)$$

где m - общая (с учетом груза) масса погрузчика; h_{cm} и l_{cm} - координаты центра масс погрузчика относительно передней оси; B_k - колея машины; P_τ и $P_{N_{max}}$ - продольная и центробежная силы инерции, определяемые равенствами (2) и (3).

Отметим, что наибольшая вероятность опрокидыванию возникает при остановленных ходовых колесах отстающего борта машины.

Рассматривая динамическую устойчивость погрузчика при его повороте относительно одного неподвижного борта, считаем что внезапно приложенная к центру масс погрузчика центробежная сила первоначально возбуждает колебания машины на упругих ходовых колесах. В последующем колебательный процесс может интенсивно нарастать вследствие скольжения колес в области их контакта с опорной поверхностью. Критерием потери устойчивости следует считать возможный отрыв хотя бы одного колеса от поверхности дороги (рис.1).

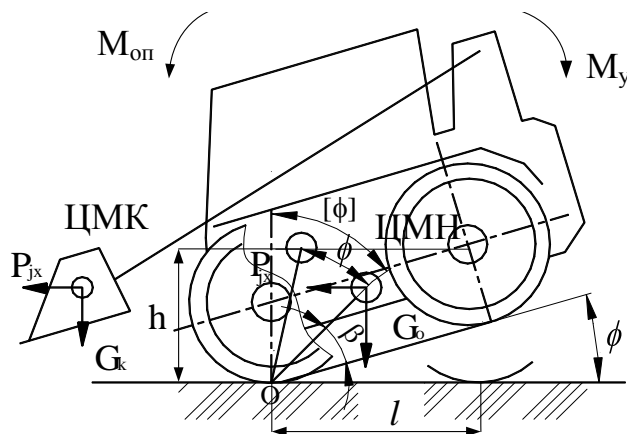


Рис. 1 Схема к оценке динамической устойчивости погрузчика.

Как отмечалось выше, динамическая устойчивость погрузчика оценивается углом отклонения вперед центра масс погрузчика с наибольшим грузом относительно положения статического равновесия (рис. 1). Первоначальное положение центра масс машины определяется углом β , при этом предполагается, что отстающий борт остановлен.

Тогда

$$\arctg \beta = \frac{h_{cm}}{l} \quad (6)$$

Положение неустойчивого равновесия погрузчика соответствует положению центра масс на вертикали, проходящей через ось передних колес (рис. 1) и определяется выражением

$$[\phi] = \frac{\pi}{2} - \beta - 3^0. \quad (7)$$

В последнем равенстве 3^0 - допустимый угол уклона рабочей площадки погрузчика.

Главная форма колебаний погрузчика формируется перемещением машины вдоль оси X и поворотом остова вперед, относительно передней оси. Причем колебания вызванные этими двумя движениями смещены друг относительно друга по фазе, поэтому период главной формы колебаний

$$\tau_1 \leq \tau_{ГФ} \leq \tau_1 + \tau_2, \quad (8)$$

где τ_1 - минимальный период продольных собственных колебаний погрузчика; $\tau_1 + \tau_2$ - сумма двух периодов колебаний погрузчика в продольной плоскости.

Приняв в первом приближении главную форму колебаний близкой к синусоиде, можно считать, что угол отклонения погрузчика вперед от положения статического равновесия определяется равенством

$$\phi = \omega_{cp} \frac{\pi}{2}, \quad (9)$$

где ω_{cp} - средняя скорость поворота центра масс погрузчика по координате ϕ .

Для синусоидального изменения скорости движения

$$\omega_{cp} \approx 0.64 \omega_{max}, \quad (10)$$

где ω_{max} - наибольшая угловая скорость поворота погрузчика по координате ϕ , определяется из выражения

$$\omega_{max} = \frac{v_0}{h_{ум}}, \quad (11)$$

где v_0 - скорость погрузчика, допускаемая мощностью двигателя; $h_{ум}$ - высота центра масс погрузчика.

Величина v_0 определяется, как

$$v_0 = \frac{N_{д} \eta_{pp} \eta_{Г} \eta_{бр} \cdot B_k}{M_{II} \cdot 2}, \quad (12)$$

где $N_{д}$ - мощность двигателя; M_{II} - сопротивлению повороту погрузчика; $\eta_{pp}, \eta_{бр}, \eta_{Г}$ - к.п.д. соответственно, раздаточного редуктора, бортового редуктора и гидромеханический насоса с гидромотором; B_k - колея погрузчика.

Учитывая вышеизложенное, угол отклонения центра масс погрузчика от статического положения определяется равенством

$$\phi = 0.64 \frac{v_0}{h_{ум}} \cdot \frac{\tau}{2}, \quad (13)$$

где τ - период основной формы колебаний погрузчика в продольной вертикальной плоскости.

На стадии формирования технического задания на проектирование погрузчика можно воспользоваться приближенным вариантом расчета.

Поскольку $\tau_1 + \tau_2 > \tau > \tau_1$, то величина, τ_{\min} определяется

$$\tau_{\min} = \tau_{1H} = 2\pi \sqrt{\frac{m_H}{4C_{\tau H}}}, \quad (14)$$

где m_H - полная масса погрузчика; C_{τ} - тангенциальная жесткость одной шины, определяемая по формуле Хедекеля.

Тогда можно отыскать значение τ по отношению к $\tau_{\text{э}}$ для эталонного погрузчика.

Период главной формы колебаний эталонного погрузчика

$$\tau_{\text{э}} = -1.595 + 4.53v_0 - 2.131v_0^2, \quad (15)$$

где v_0 - определяется равенством (12), обычно составляет $v_0 \approx 1,0 \dots 1,2$ м/с.

Следовательно фактический период основной формы колебаний проектируемого погрузчика на 4 опорах достигает значения

$$\tau_H = \frac{\tau_{\text{э}}}{2\pi \sqrt{\frac{m_{\text{э}}}{4C_{\tau \text{э}}}}} 2\pi \sqrt{\frac{m_H}{4C_{\tau H}}}, \quad (16)$$

или

$$\tau_H = \tau_{\text{э}} \sqrt{\frac{m_H}{m_{\text{э}}}}. \quad (17)$$

При отрыве задних ходовых колес от опорной поверхности в 2 раза снижается общая тангенциальная жесткость опор.

Основной формы колебаний проектируемого погрузчика достигает значения

$$\tau = 1.4 \cdot \tau_H. \quad (18)$$

Таким образом, при заданной высоте расположения наибольшего груза на основании (13) погрузчик устойчив, если $\phi < [\phi]$ и опрокидывается тогда, когда $\phi \geq [\phi]$.

Выводы. 1. Показано, что квазистатическая устойчивость погрузчика с наибольшим грузом в ковше, с учетом действия инерционных сил, но без учета колебаний остова машины обеспечивается с двукратным запасом, когда центр масс ковша с грузом находится на одном уровне с высотой центра масс остова погрузчика. Рекомендуется

выполнять транспортные операции в рабочем процессе с маневрированием и поворотом погрузчика при высоте днища ковша не более $2/3$ высоты центра масс погрузчика. Маневрирование и полный разворот погрузчика при осуществлении разгрузки ковша на наибольшей высоте следует выполнять противовключением тяговых насосов, когда центробежная сила достигает нулевого значения.

2. Выполнена оценка динамической устойчивости рассматриваемого погрузчика. В качестве критерия оценки динамической устойчивости погрузчика с максимальным грузом принят угол опрокидывания машины вокруг передних ходовых колёс с учетом положения статического равновесия. Так для машин, подобных погрузчику ПМТС 1200, допустимый угол опрокидывания не превышает 20° , а на площадках с разрешенным уклоном до 3° - не более 17° . Для обеспечения динамической устойчивости короткобазовых погрузчиков рекомендуется разворот производить со скоростью не более 4 км/ч и высотой днища ковша над опорной поверхностью не более $2/3$ высоты центра масс остова машины.

3. Установлены зависимости периода основной формы колебаний τ для определения устойчивости ковшовых колёсных погрузчиков с бортовой системой поворота.

ЛИТЕРАТУРА

1. Разарёнов Л.В. Повышение эффективности работы короткобазовых колесных погрузчиков с бортовой системой поворота: автореф. дис. на соискание научн степени канд. техн. наук: спец. 05.05.04 «Машины для земляных, дорожных та лисотехнических работ» / Л.В. Разаренов. – Харьков, 2011. – 22с.

2. Базанов А.Ф. Самоходные погрузчики / А.Ф. Базанов, Г.В. Забегалов – [2е издание]. - М.: Машиностроение, 1979. – 146 с.

3. Векслер В.М. Проектирование и расчет перегрузочных машин / В.М. Векслер, Т.И. Муха. – Л.: Машиностроение, 1971. – 320 с.

4. Холодов А.М. Проектирование машин для земляных работ / А.М. Холодов, В.В. Ничке, Л.В. Назаров – Харьков: Вища школа, 1986. – 272 с.

5. Назаров Л.В. Усовершенствование методики расчета параметров поворота малогабаритного погрузчика / Л.В. Назаров, Л.В. Разарёнов, Ю.В. Рукавишников // Вестник ПГАСиА: сб. научн. трудов. Интенсификация рабочих процессов строительных и дорожных машин. - Днепрпетровск: ПГАСиА. - 2010. – Вып. 57. - С. 202-209.