

Введение

В различных отраслях находят широкое применение одноковшовые погрузчики, предназначенные для погрузки и транспортирования сыпучих и кусковых материалов, а при установке сменного рабочего оборудования – для выполнения ряда других работ.

В настоящее время актуальной является задача энергосбережения, поэтому при проектировании подъемно-транспортных машин следует уделять большое внимание выбору рациональных параметров и режимов работы, обеспечивающих максимальное снижение их энергоемкости.

Основная часть

Рассмотрим процесс подъема груза одноковшовым погрузчиком, имеющим Z-ю перекрестную схему погрузочного оборудования (рисунок 40).

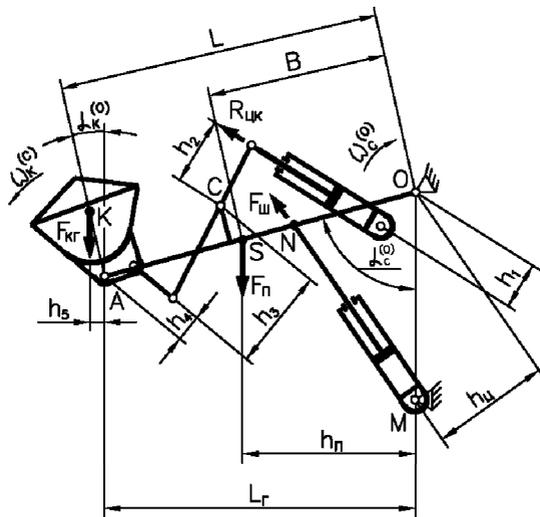


Рисунок 40 – Схема для определения усилий в стреловых гидроцилиндрах с учетом движения ковша с позиции энергосбережения

Здесь $\alpha_c^{(0)}$ – угол подъема стрелы; $\alpha_k^{(0)}$ – угол между линией АК ковша и вертикалью; $F_{п}$ – сила тяжести погрузочного оборудования без

учета силы тяжести ковша с грузом; $F_{\text{КГ}}$ – сила тяжести ковша с находящимся в нем грузом; $F_{\text{Ш}}$ – усилия на штоках стреловых гидроцилиндров; $R_{\text{ЦК}}$ – реактивные усилия в ковшовых гидроцилиндрах; L_{Γ} – горизонтальная проекция стрелы; B – расстояние от точки приложения силы $F_{\text{П}}$ до шарнира O ; $h_1, h_2, h_3, h_{\text{Ц}}, h_{\text{П}}$ – плечи соответствующих сил; h_3, h_4 – плечи тяг относительно шарниров соответственно C и A .

Изменением положения точки S приложения силы $F_{\text{П}}$ вследствие перемещения рычага, тяги и ковшового гидроцилиндра пренебрегаем, так как их влияние ввиду относительно небольших сил тяжести незначительно.

В процессе подъема стрелы рабочий орган выравнивается гидромеханизмом поворота ковша, сила тяжести $F_{\text{КГ}}$ которого оказывает действие на усилие на штоках стреловых гидроцилиндров, каждое из которых для статики можно определить по формуле [1, 2]:

$$F_{\text{Ш}} = \frac{F_{\text{КГ}}(L_{\Gamma} + h_5) + F_{\text{П}}h_{\text{П}} - R_{\text{ЦК}}h_1Z_{\text{К}}}{Z_{\text{С}}h_{\text{Ц}}\eta_{\text{Ш}}},$$

где $\eta_{\text{Ш}}$ – коэффициент, учитывающий потери на трение в шарнирах рычажной системы (обычно принимают $\eta_{\text{Ш}} = 0,9$);

$Z_{\text{К}}$ – количество ковшовых гидроцилиндров.

При этом реактивное усилие на штоке ковшового гидроцилиндра, создающее дополнительный вращающий момент относительно шарнира O крепления стрелы к порталу, без учета потерь на трение в шарнирах равно:

$$R_{\text{ЦК}} = F_{\text{КГ}} \cdot i_{\text{ЦК}} / Z_{\text{К}},$$

где $i_{\text{ЦК}}$ – мгновенное силовое передаточное отношение гидромеханизма от ковшового гидроцилиндра к ковшу, равно $i_{\text{ЦК}} = h_3 \cdot h_5 / (h_2 \cdot h_4)$.

Тогда

$$R_{\text{ЦК}} = \frac{F_{\text{КГ}}h_3h_5}{Z_{\text{К}}h_2h_4}. \quad (1)$$

Усилие на штоках стреловых гидроцилиндров погрузчика

$$F_{\text{Ш}} = \frac{F_{\text{КГ}}(L_{\Gamma} + h_5) + F_{\text{П}}h_{\text{П}} - \frac{F_{\text{КГ}}h_1h_3h_5}{h_2h_4}}{Z_{\text{С}}h_{\text{Ц}}\eta_{\text{Ш}}}.$$

Так как $L_{\Gamma} = L \sin \alpha_{\text{С}}^{(o)}$, $h_{\text{П}} = B \sin \alpha_{\text{С}}^{(o)}$, то

$$F_{\text{Ш}} = \frac{(F_{\text{КГ}}L + F_{\text{П}}B) \sin \alpha_{\text{С}}^{(o)} + F_{\text{КГ}}h_5(1 - h_1h_3/h_2h_4)}{Z_{\text{С}}h_{\text{Ц}}\eta_{\text{Ш}}}. \quad (2)$$

Выполним кинематический расчет гидромеханизма погрузочного оборудования. Рассматриваем движение звеньев гидромеханизма относительно стрелы OA . Всему гидромеханизму придаем дополнительное вращение с угловой скоростью стрелы, но направленной в обратную

сторону ($-\omega_C^{(0)}$). Здесь индексом «0» обозначена неподвижная часть (стойка). Тогда скорости звеньев в обратном движении получим, если к первоначальным значениям скоростей прибавим скорость $-\omega_C^{(0)}$. В обратном движении стрела ОА неподвижна ($\omega_C^{(0)} = 0$), значит неподвижны и оси всех рычагов.

Мгновенные угловые скорости звеньев гидромеханизма:

$$\left. \begin{array}{ll} \text{прямое движение} & \text{обращенное движение} \\ \omega_O^{(0)} = 0; & \omega_O^{(c)} = -\omega_C^{(0)}; \\ \omega_C^{(0)}; & \omega_C^{(c)} = \omega_C^{(0)} - \omega_C^{(0)} = 0; \\ \omega_1^{(0)}; & \omega_1^{(c)} = \omega_1^{(0)} - \omega_C^{(0)}; \\ \omega_2^{(0)}; & \omega_2^{(c)} = \omega_2^{(0)} - \omega_C^{(0)}; \\ \omega_K^{(0)}; & \omega_K^{(c)} = \omega_K^{(0)} - \omega_C^{(0)}. \end{array} \right\} \quad (3)$$

Здесь обозначены мгновенные угловые скорости:

$\omega_C^{(0)}$, $\omega_O^{(c)}$, $\omega_C^{(c)}$ – соответственно стрелы при неподвижной стойке, стойки при неподвижной стреле и стрелы при неподвижной стреле; соответственно при неподвижной стреле и стойке;

$\omega_K^{(c)}$, $\omega_K^{(0)}$ – ковша; $\omega_1^{(c)}$, $\omega_1^{(0)}$ – рычага; $\omega_2^{(c)}$, $\omega_2^{(0)}$ – тяги.

Определяем мгновенное кинематическое передаточное отношение $i_{KC}^{(0)}$ от ковша к стреле при ее подъеме (движение по часовой стрелке принимаем за положительное; ковш и стрела вращаются в разные стороны):

$$i_{KC}^{(0)} = \frac{-\omega_K^{(0)}}{\omega_C^{(0)}} = \frac{-\omega_K^{(c)} + \omega_C^{(0)}}{\omega_C^{(0)}} = \left(1 - \frac{\omega_K^{(c)}}{\omega_C^{(0)}}\right). \quad (4)$$

Находим мгновенное кинематическое передаточное отношение $i_{KO}^{(c)}$ от ковша к стойке в обратном движении (при неподвижной стреле ковш и стойка вращаются в одну сторону):

$$i_{KO}^{(c)} = \frac{-\omega_K^{(c)}}{-\omega_0^{(c)}} = \frac{\omega_K^{(c)}}{\omega_0^{(c)}} = -\frac{\omega_K^{(c)}}{\omega_C^{(0)}}.$$

Тогда $i_{KC}^{(0)} = i_{KO}^{(c)} + 1$, и так как $i_{KO}^{(c)} = \frac{h_1 h_3}{h_2 h_4}$, то

$$i_{KC}^{(0)} = \frac{h_1 h_3}{h_2 h_4} + 1 = 1 - \frac{\omega_K^{(c)}}{\omega_C^{(0)}}.$$

Окончательно выражение (2) запишем так:

$$F_{III} = \frac{(F_{KГ}L + F_{П}B)\sin\alpha_C^{(o)} + F_{KГ}h_5(2 - i_{KC}^{(o)})}{Z_C h_{Ц} \eta_{III}}. \quad (5)$$

Рассмотрим случаи, когда суммарный момент от реактивных усилий в ковшовых гидроцилиндрах равен нулю.

Первый случай.

Умножив выражение (1) на h_1 , получим:

$$\frac{F_{KГ}h_1h_3h_5}{h_2h_4} = 0.$$

Поскольку $h_2h_4 \neq \infty$, следовательно $h_1 \cdot h_3 \cdot h_5 = 0$; так как $F_{KГ} > 0$, $h_3 > 0$ и $h_5 > 0$, то $h_1 = 0$ ($i_{KC}^{(o)} = 1$), что означает отсутствие выравнивания ковша.

При этом

$$F_{III} = \frac{(F_{KГ}L + F_{П}B)\sin\alpha_C^{(o)} + F_{KГ}h_5i_{KC}^{(o)}}{Z_C h_{Ц} \eta_{III}}. \quad (6)$$

Второй случай.

При $h_5 = 0$ имеем $i_{ЦК} = 0$, что соответствует углу между прямой АК и вертикалью $\alpha_K^{(o)} = 0$. В этом случае

$$F_{III} = \frac{(F_{KГ}L + F_{П}B)\sin\alpha_C^{(o)}}{Z_C h_{Ц} \eta_{III}}. \quad (7)$$

В остальных случаях, когда $i_{KC}^{(o)} < 1$ или $i_{KC}^{(o)} > 1$, усилие в стреловых гидроцилиндрах соответственно увеличивается и уменьшается по сравнению с первым рассмотренным случаем.

Рассмотрим, как движется ковш при указанных передаточных отношениях:

$$\Delta\alpha_K^{(o)} = \Delta\alpha_C^{(o)}i_{KC}^{(o)} = \Delta\alpha_C^{(o)}(i_{KO}^{(o)} + 1),$$

где $\Delta\alpha_K^{(o)}$ – приращение угла поворота ковша, участвующего в двух вращательных движениях, относительно мгновенной оси вращения;

$\Delta\alpha_C^{(o)}$ – приращение угла поворота стрелы (по часовой стрелке) относительно неподвижной точки О портала.

При $i_{KC}^{(o)} = 0$ имеем $i_{KO}^{(o)} = -1$; $-\omega_K^{(o)} = \omega_C^{(o)}$; $-\Delta\alpha_K^{(o)} = \Delta\alpha_C^{(o)}$ – соответствует поступательному движению ковша;

при $i_{KC}^{(o)} < 0$ имеем $i_{KO}^{(o)} < -1$; $-\omega_K^{(o)} > \omega_C^{(o)}$; $-\Delta\alpha_K^{(o)} > \Delta\alpha_C^{(o)}$ – ковш разгружается;

при $i_{KC}^{(o)} > 0$ имеем $i_{KO}^{(o)} > -1$; $-\omega_K^{(o)} < \omega_C^{(o)}$; $-\Delta\alpha_K^{(o)} < \Delta\alpha_C^{(o)}$ – ковш запрокидывается,

где $-\Delta\alpha_K^{(o)}$ – приращение угла поворота ковша относительно стрелы.

Знак «минус» в приведенных выражениях указывает, что стрела и ковш вращаются в разные стороны.

При анализе динамики режим движения рабочей жидкости в стреловых гидроцилиндрах принимаем установившимся, и ее податливость не учитываем (скорость выдвигения штоков постоянна).

При этом $h_{Ц}$, h_5 , $\omega_C^{(o)}$, $\omega_K^{(o)}$ и $\dot{\omega}_K^{(o)}$ будут переменными и выражение (5) с учетом сил инерции погрузочного оборудования и ковша с грузом запишется так:

$$F_{III} = \frac{\left[(F_{КГ} + J_{КГ} \frac{d^2 \alpha_K^{(o)}}{dt^2})L + (F_{II} + J_{II} \frac{d^2 \alpha_C^{(o)}}{dt^2})B \right] \sin \alpha_C^{(o)} + (F_{КГ} + J_{КГ} \frac{d^2 \alpha_K^{(o)}}{dt^2})h_5 \cdot \frac{-d\alpha_K^{(o)}}{dt}}{Z_C h_{Ц} \eta_{III}},$$

или

$$F_{III} = \frac{\left[(F_{КГ} + J_{КГ} \frac{d^2 \alpha_K^{(o)}}{dt^2})L + (F_{II} + J_{II} \frac{d^2 \alpha_C^{(o)}}{dt^2})B \right] \sin \alpha_C^{(o)} + (F_{КГ} + J_{КГ} \frac{d^2 \alpha_K^{(o)}}{dt^2})h_5 \left(1 + \frac{-d\alpha_K^{(o)}}{dt} \right)}{Z_C h_{Ц} \eta_{III}}, \quad (8)$$

где $J_{КГ}$, J_{II} – соответственно моменты инерции ковша с грузом относительно мгновенной оси вращения и погрузочного оборудования относительно оси вращения стрелы;

$\alpha_K^{(o)}$ – угол поворота ковша относительно мгновенной оси вращения.

При поступательном движении ковша $\alpha_K^{(o)} = \text{const}$ и $-\alpha_K^{(o)} = \alpha_C^{(o)}$, следовательно, выражение (8) после преобразований имеет вид:

$$F_{III} = \frac{[F_{КГ}L + (F_{II} + F_{ИО})B] \sin \alpha_C}{Z_C h_{Ц} \eta_{III}},$$

где $F_{ИО} = J_{II} \frac{d^2 \alpha_C^{(o)}}{dt^2}$ – сила инерции погрузочного оборудования без учета силы тяжести ковша с грузом.

Заключение

Таким образом, наилучшей кинематической схемой с позиции энергосбережения будет та, у которой ковш в процессе подъема постоянно запрокидывается, лучшие показатели – у схемы с поступательным движением ковша и наилучшие – у схемы с опрокидыванием ковша. Возможность обеспечения строго поступательного движения ковша для погрузчика с Z-образным перекрестным рычажным механизмом рассмотрена в работе [3]. Поскольку уменьшать угол $\alpha_K^{(o)}$, определяющий

положение ковша к вертикали при его подъеме, возможно до определенных пределов во избежание высыпания материала, можно рекомендовать производить разгрузку ковша совмещенным способом (при одновременном подъеме стрелы) на конечном участке движения стрелы, что даст значительное энергосбережение и экономический эффект, выражающийся в экономии топлива и увеличении ресурса гидрооборудования вследствие уменьшения силы $F_{\text{ш}}$, а следовательно, и давления в стреловых гидроцилиндрах в процессе разгрузки ковша.

27.09.13

Литература

1. Базанов, А.Ф. Самоходные погрузчики / А.Ф. Базанов, Г.В. Забегалов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 406 с.
2. Справочник конструктора дорожных машин. – 2-е изд., перераб. и доп. / И.П. Бородачев [и др.]; под ред. И.П. Бородачева. – М.: Машиностроение, 1973. – 503 с.
3. Система слежения и управления рабочим органом одноковшового фронтального погрузчика: пат. 16237 Респ. Беларусь, МПК 16237 С2 Е 02F 343 / А.Н. Смирнов; заявитель ОАО «Амкодор». – № а 20091596; заявл. 12.11.09; опубл. 30.08.12 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2012. – № 4. – С. 109.

УДК 631.312

**Н.Д. Лепешкин, П.П. Костюков,
Г.И. Павловский, Е.Л. Шибут**

*(РУП «НПЦ НАН Беларусі по
механізацыі сельскаго гаспадарства»,
г. Мінск, Рэспубліка Беларусь)*

**РЕЗУЛЬТАТЫ
ИСПЫТАНИЙ ПЛУГА
ПОЛУНАВЕСНОГО
ОБОРОТНОГО
ПО-(6+4)-40/45**

Введение

В системе традиционного земледелия в Республике Беларусь еще широко применяется вспашка почв. Она обеспечивает оборачивание пласта, крошение и перемешивание почвы, позволяет заделывать в почву все пожнивные остатки и органические удобрения, а также уничтожать сорняки. Кроме того, в процессе вспашки к поверхности почвы перемещаются питательные вещества, вымытые водой в нижние части пахотного горизонта.

С целью улучшения качества вспашки, исключения дополнительных операций по разбивке полей на загоны и разделке развалных борозд, а также повышения производительности пахотных агрегатов в Республике Беларусь в первой из стран СНГ начала внедряться в сельскохозяйственных предприятиях гладкая вспашка вместо загонной. В настоящее время уже освоено производство семейства навесных и по-