

$$I = k \cdot p^m \omega_{21}^n \omega_{F21}^q r \quad (3)$$

где q – числовой коэффициент,
 r – номинальный радиус вращательной пары.

Характер зависимости ω_{F21} от угла поворота кривошипа φ_1 меняется с изменением коэффициента неравномерности движения, но при этом не изменяется амплитуда колебаний значений параметра. Изменение координаты центра масс шатуна и соотношения длин кривошипа и шатуна l_1/l_2 приводит к изменению и формы кривой, и соотношений максимальных значений аналога скорости поворота реакции $\omega_{F21\max}/\omega_{1\text{ср}}$. Скорость поворота реакции существенно уменьшается с приближением центра масс шатуна к исследуемой вращательной паре, а также с увеличением длины шатуна относительно кривошипа.

При учете внешних сил, изменяющихся по разнообразным законам, в графике зависимости $\omega_{F21}(\varphi_1)$, как правило, появляются разрывы, что свидетельствует о скачкообразном изменении направления реакции. Это позволяет определить участки поверхностей трения, подверженные ударным нагрузкам. Для них вид изнашивания может отличаться от вида изнашивания прочих участков поверхности сопряжения, и для них следует применять иные формулы расчета величины износа и интенсивности изнашивания.

ЛИТЕРАТУРА.

1. Трение, износ и смазка: (Трибология и триботехника) / А.В. Чичинадзе, Э.М. Берлинер, Э.Д. Браун и др.; Под общ. ред. Чичинадзе А.В. - М.: Машиностроение, 2003. – 575 с. 2. Повышение долговечности трущихся элементов вращательных кинематических пар механизмов машин на основе моделирования их износа / Филонов И.П., Анципорович П.П., Акулич В.К., Булгак Т.И. // Современные методы проектирования машин: Респ. межведомств. сб науч. тр. Вып. 2 В 7 томах. Т. 4. / под общ. Ред. П.А. Витязя. – Мн.: УП «Технопринт», 2004. – С. 127 – 132. 3. Патент 2107902 С1 РФ, МКИ G 01 N 3/56. Способ повышения долговечности деталей подвижных соединений механизмов машин / И.П. Филонов, А.А. Черкас. – № 5030070/28; Заявл. 27.02.92; Оpubл. 27.03.98, Бюл. № 9. 4. Кравчук А.С., Чигарев А.В. Механика контактного взаимодействия тел с круглыми границами. – Мн.: Технопринт, 2000. – 196 с.

УДК 621.878

Пахарев Д.В., Соломевич П.А., Кравчук А.С., Карпыза С.А.

ИССЛЕДОВАНИЕ КИНЕМАТИКИ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ЭКСКАВАТОРА-ПОГРУЗЧИКА НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ

*Белорусский национальный технический университет
 Минск, Беларусь*

1. Введение. Увеличение доли рассредоточенных объектов с малыми объемами строительства в 1960-х годах стало причиной интереса машиностроителей к созданию многоцелевых землеройных агрегатов - экскаваторов-погрузчиков (в обиходе - бэклодеров). На строительной площадке и в коммунальном хозяйстве они способны заменить сразу несколько специализированных машин. Их применение заметно повышает эффективность использования базовой машины благодаря сокращению простоев и экономии средств на приобретение и эксплуатацию универсальных землеройно-погрузочных агрегатов [1].

Экскаватор-погрузчик совмещает функции одновременно двух машин (Рисунок 1). С мощностью погрузочного ковша ведут погрузочно-разгрузочные работы с сыпучими, мелкокусковыми материалами и разрыхленным грунтом, который добывают из массива известным оборудованием. Таким оборудованием в свою очередь ведут работы выше уровня стоянки, подбирают и грузят рыхлые материалы, планируют поверхности, засыпают траншеи.

Кроме того, в ковше можно перемещать песок, щебень и штучные грузы на расстояние до 2 км с прицельной отсыпкой по месту укладки. При транспортировке груза навесное экскаваторное оборудование, исполняющее роль контргруза, препятствует продольному опрокидыванию погрузчика в сторону погрузочного ковша.

Стандартный погрузочный ковш в конструкции большинства машин может быть заменен копающим, челюстным или колосниковым ковшом, поддонными вилами, грейдмастером, грузовой безблочной стрелой, рулонным захватом (пикой для тюков), бункерно-уборочной машиной, скирдоукладчиком, стогометателем, скребковым, ковшовым грейферным, вилочным или челюстным захватом.

2. Этапы создания экскаваторно-погрузочного оборудования. При создании навесного оборудования экскаватора-погрузчика использовались параметры, определённые стандартами [2, 3] (Таблица 1, 2).

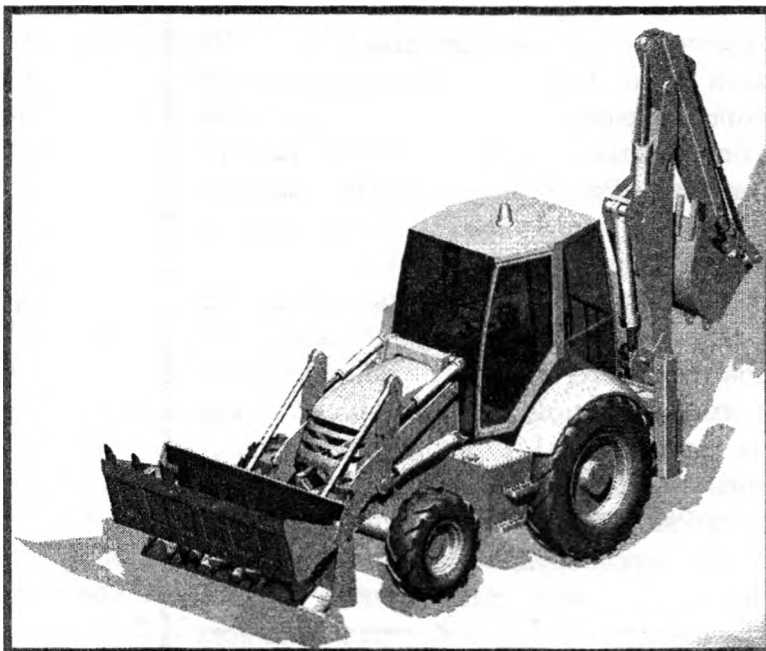


Рисунок 1. Трёхмерная модель экскаватора погрузчика Амкодор 732

Таблица 1. Исходные данные для погрузочного оборудования

Показатель	Значение
Максимальная высота разгрузки ковша по режущей кромке при угле разгрузки 45° , мм, не менее	2700
Вылет кромки ковша при максимальной высоте разгрузки, мм, не менее	800

Таблица 2. Исходные данные для экскаваторного оборудования

Показатель	Значение
Наибольшая кинематическая глубина копания, мм	4480
Наибольшая высота выгрузки, мм, не менее	3590
Угол поворота экскаваторного оборудования в плане, градус, не менее	170

Основными этапами создания навесного оборудования после задания исходных данных (Таблица 1, 2) являются: 1. сравнительный анализ; 2. кинематический анализ; 3. силовой расчёт; 4. Прочностной расчёт рабочего оборудования.

3. Кинематическая модель ваторного оборудования.

По тивной схеме обратную лопату выпускают нескольких разновидностей, но основными ее сборочными единицами всегда являются: стрела 1 (Рисунок 2); рукоять 2, ковш 3 и гидроцилиндры 4, 5 и 6 подъема стрелы, поворота рукояти и ковша.

Основную часть стрелы, как правило, используют при установке различных видов сменного рабочего оборудования, например обратной и прямой лопат, грейфера, погрузчика [4]. Удлиняющую часть стрелы при переходе с одного вида оборудования на другой или сохраняют (например, при переоборудовании обратной лопаты на грейфер), или демонтируют.

Наряду с составной стрелой на всех моделях экскаваторов применяют неразъемную стрелу Г-образной формы, представленная на рисунке 2

Стрела обратной лопаты — прочная, пустотелая, сваренная из легированного металлопроката конструкция. Пяту стрелы шарнирно укрепляют в проушинах поворотной колонки 9, к которой присоединен также и гидроцилиндр 4 подъема стрелы. Шток гидроцилиндра 4 шарнирно соединен со стрелой, при выдвигании штока изменяется угол наклона стрелы по отношению к поворотной колонке.

Рукоять подвешена на стреле и может поворачиваться по часовой стрелке или против нее при выдвигании или втягивании штока гидроцилиндра 5. Ковш 3 закреплен на рукояти в одной точке, поэтому также может свободно поворачиваться с помощью гидроцилиндра 6.

4. Кинематическая модель погрузочного оборудования.

Из большинства кинематических схем рычажного механизма, применяемых в мировой практике для подъема стрелы и поворота ковша, наиболее оптимальной является схема перекрестного типа [5]. Она обеспечивает лучшие технико-эксплуатационные показатели, поэтому принята на вооружение многими компаниями по производству экскаваторов-погрузчиков. В результате применения рычага первого рода с опорой на стреле обеспечивается наибольшее усилие в начале поворота ковша в штабеле насыпного груза. Представленная схема (Рисунок 3) состоит из следующих звеньев: стрела 1, цилиндр подъема стрелы 5 и цилиндр поворота ковша 6 крепятся на портале; ковш 3 шарнирно установлен на конце

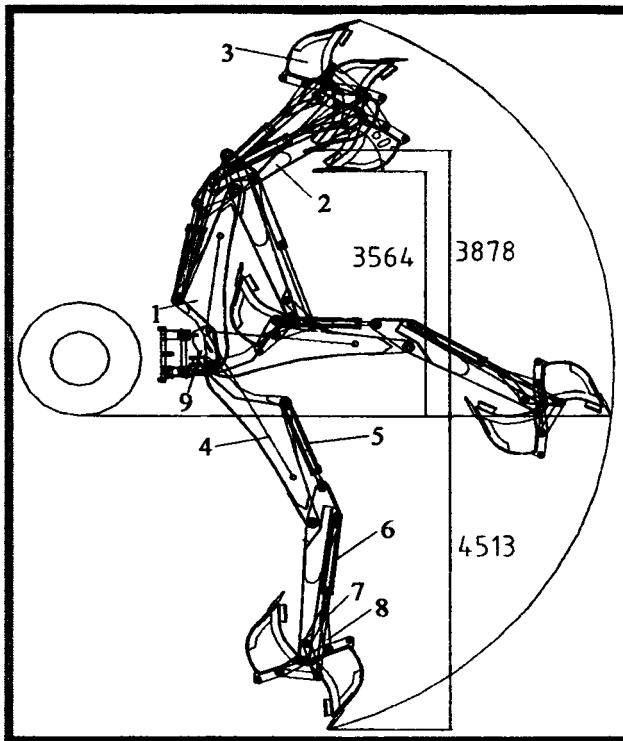


Рисунок 2. Кинематическая схема экскаваторного оборудования обратная лопата экскаватора-погрузчика Амкодор 732

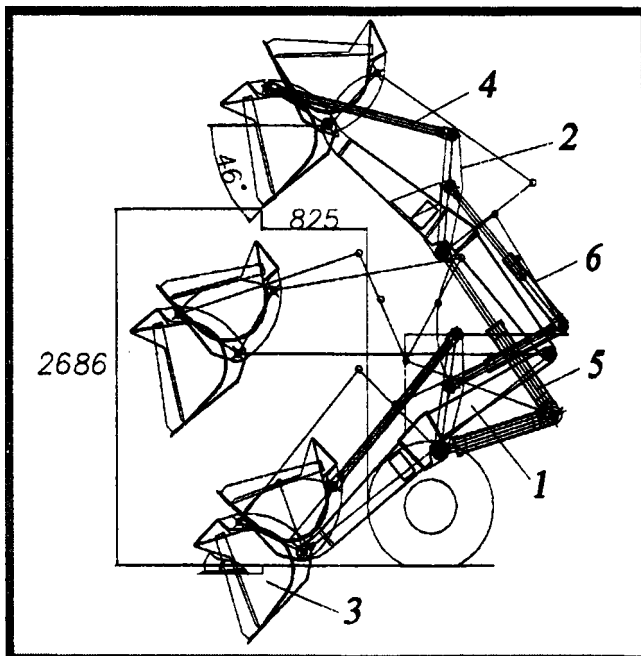


Рисунок 3. Погрузочное оборудование экскаватора-погрузчика Амкодор 732

стрелы; стрела и ковш имеют угловое перемещение в вертикальной плоскости под действием указанных цилиндров; штоки цилиндров 5 шарнирно связаны непосредственно со стрелой, а штоки цилиндров 6 – с ковшом через рычажную систему 2, 4.

5. Выводы. Разработана кинематическая модель погрузочно-экскаваторного оборудования в соответствии со стандартами: СТБ ИСО 7131-2001; SAE J49 Revised APR80. Для погрузочного оборудования: максимальная высота разгрузки ковша по режущей кромке при угле разгрузки 45° 2686 мм, вылет кромки ковша при максимальной высоте разгрузки 825 мм. Для экскаваторного оборудования: наибольшая кинематическая глубина копания 4513 мм; наибольшая высота выгрузки 3878 мм по СТБ ИСО 7131-2001 и 3564 по SAE J49 Revised APR80.

ЛИТЕРАТУРА

1. Беркман И. Л. Одноковшовые экскаваторы и самоходные краны с гидравлическим приводом. М.: «Машиностроение». – 1971. 304 с. 2. СТБ ИСО 7131-2001. 3. SAE J49 Revised APR80. 4. Крикун В. Я., Манасян В. Г. Расчёт основных параметров гидравлических экскаваторов с рабочим оборудованием обратная лопата. Москва: «Ассоциация строительных вузов». – 2001. 103 с. 5. Базанов А. Ф., Забегалов Г. В. Самоходные погрузчики М.: «Машиностроение». – 1979. 406с.

УДК 621.825.5

Николаев В.А., Дворянчиков Д.А.

ВЛИЯНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ДИНАМИЧЕСКОЙ ЧУВСТВИТЕЛЬНОСТИ НА ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРИВОДА МАШИННОГО АГРЕГАТА

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Наиболее объективной оценкой эффективности ограничения максимальных динамических нагрузок является коэффициент динамичности муфты K_D в самом тяжелом режиме нагружения привода – жестком стопорении.

Задавая в качестве исходных данных различные угловые скорости вращения ведомого вала ω перед моментом резкого его стопорения, получаем кривые изменения крутящего момента по времени (рис.1).

Каждая кривая дает величину максимального крутящего момента в зависимости от скорости его нарастания V_{Ti} , которая получается как результат деления номинального момента $T_{ном}$ на время t_{Hi} , в течение которого происходило нарастание крутящего момента от 0 до $T_{ном}$.

$$V_{Ti} = \frac{T_{ном}}{t_{Hi}} \quad (1)$$

Как видно из графика (рис.1), V_{Ti} есть тангенс угла наклона каждой кривой в начале координат.

Имея максимальные значения крутящих моментов T_{max} при различных скоростях их нарастания V_{Ti} , получаем общую зависимость $T_{max} = f(V_T)$ (рис.2). Из ее анализа следует, что начиная с некоторой, определенной скорости нарастания крутящего момента, максимальный момент срабатывания значительно превышает момент настройки муфты, т.е.