

ИССЛЕДОВАНИЕ И ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГРЕЙФЕРА ДЛЯ НАВАЛОЧНЫХ ГРУЗОВ

Ребров Н.В., студент, Гутаревич В.О., канд. техн. наук, доц.,
Донецкий национальный технический университет

Приведен анализ и исследование действие сил трения в цилиндрических шарнирах штангового двухканатного грейфера и их влияние на параметры грейфера.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.

Одной из самых трудоемких операций, выполняемых грузоподъемной машиной, является загрузка его грузонесущего органа заданным количеством материала. Для сыпучих материалов эта задача наилучшим образом решается применением грейферных механизмов, в которых процесс загрузки идет автоматически.

Грейферные краны и погрузчики широко применяются при погрузочно-выгрузочных и штабелевочных работах в промышленности и на транспорте, а также для специальных технологических целей – проходки вертикальных стволов шахт, подъема взорванной породы из шурфов и т. д. В металлургической и машиностроительной промышленности грейферы применяются для подготовки и подачи шихты. В строительстве грейферы применяют на земляных работах.

Во многих книгах и научных работах ввиду сложности процессов, протекающих при работе грейферных механизмов, принимается масса допущений, упрощений в вопросах, связанных с расчетом конструкции. Зависимости имеют эмпирический характер, крайне неточны, содержат множество коэффициентов, полученных опытным путем. Поэтому уточнение уже имеющихся теорий, моделей, зависимостей представляет собой научный и практический интерес. Уточная зависимости, параметры, коэффициенты, можно получить существенный положительный эффект: уменьшение энергоемкости, материалоемкости, расходов на обслуживание.

Анализ исследований и публикаций. В связи с интенсификацией производства, на предприятиях и погрузочных площадках страны грейфере находят достойное применение. Большинство из них является сменным грузозахватным органом и используются на кранах различных типов, что повышает универсальность кранов. Поэтому изучению процессов, происходящих при работе грейферов, уделяется особое значение. Большой вклад в решение вопросов и проблем по расчетам данного

механизма внесли Б. А. Таубер, А. М. Ясиновским, Ю. М. Ташниковым, Н. А. Шевченко, Б. П. Румянцев и др.

Приятно отметить, что украинские ученые стали инициаторами разработки ГОСТ 24599-87 «Грейферы канатные для навалочных грузов. Общетехнические условия». Руководителем темы был А.М. Ясиновский.

Постановка задачи. Целью данной работы является обоснование параметров грейферного захвата для повышения эффективности его использования. Исследуя действие сил трения, можно получить более точные значения усилий на подъемном и замыкающем канатах, рассчитать минимальный вес траверзы, необходимый для полного раскрытия грейфера.

Изложение материала и результаты.

В ранее проведенных исследованиях принято допущение, что трением в цилиндрических шарнирах можно пренебречь [1], [2]. Это допущение касается формул для расчета усилий в канатах грейфера и такого важного параметра, как минимально необходимый вес траверзы. За счет веса этого элемента происходит раскрытие челюстей во время опускания пустого грейфера для забора материала.

Для исследования зависимостей между геометрическими параметрами грейфера была принята модель, изображенная на рис. 1

Модель грейферного механизма, используемая для исследования, представляет собой кривошипно-шатунный механизм, состоящий из 2-х звеньев. К механизму в соответствующих местах приложены силы, такие как силы тяжести частей конструкции, сила тяжести материала, моменты сил трения в шарнирах. Ввиду сложности процессов, протекающих при работе грейферного механизма, при составлении модели принят ряд допущений:

- 1) место расположения центра тяжести материала в грейфере не меняется в процессе опорожнения, изменяется только вес материала;
- 2) возникновение сил трения рассмотрено в крайних положениях при статической модели.

Движение механизма под действием заданных сил в источниках [1], [2] предлагается определять, исходя из уравнений Лагранжа. Эти расчеты достаточно громоздки и имеют много трудноопределимых параметров. Поэтому были составлены зависимости основных геометрических параметров (обозначения на рис. 1) от расстояния опускания траверзы l .

$$\psi = f(l) = \arccos\left(\frac{l_{\text{шт}}^2 + l^2 - r^2}{2 \cdot l_{\text{шт}} \cdot l}\right); \quad (1)$$

$$\varphi = f(l) = \arccos\left(\frac{r^2 + l^2 + l_{шт}^2}{2 \cdot r \cdot l}\right); \quad (2)$$

$$\beta(l) = 180^\circ - \alpha - \varphi(l). \quad (3)$$

Горизонтальный путь, проходимый режущей кромкой челюсти во время раскрытия:

$$l_h(l) = l_{кр} \cdot \sin(\beta(l)). \quad (4)$$

Вес материала в грейфере во время опорожнения в зависимости от расстояния опускания траверзы:

$$G_M(l) = G_{M0} \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot l_h(l)}{L}\right), \quad (5)$$

где G_{M0} – вес материала в заполненном грейфере, Н;

L – максимальное раскрытие челюстей, м;

Если задать закон изменения расстояния опускания траверзы l как $l=f(t)$, то можно получить законы движения характерных точек во времени.

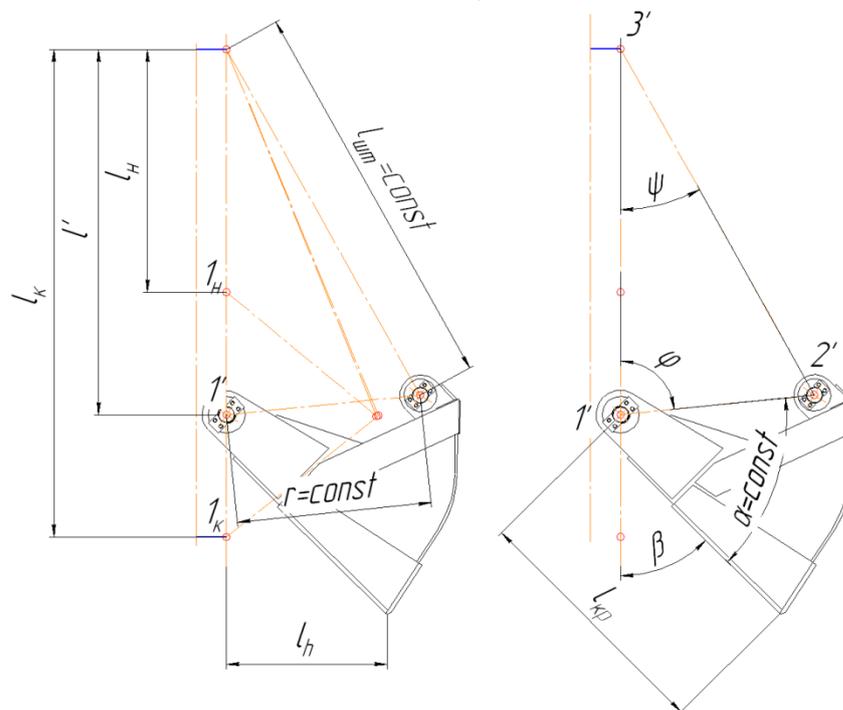


Рисунок 1 - Геометрическая модель грейфера

Наиболее отрицательное влияние силы трения оказывают во время опускания грейфера для забора материала. Во время этого процесса происходит раскрытие челюстей под действием собственного веса конструкции, и силы трения в шарнирах препятствуют этому. Поэтому уточнение влияния сил трения на процесс раскрытия является важным вопросом. Это позволит более рационально проектировать конструкцию, рассчитывать вес элементов и, как следствие, снижать энергоемкость процессов.

Для определения моментов сил трения в шарнирах рассмотрена схема нагружения, представленная на рис. 2. Рассматриваем систему в положении равновесия и определяем силы реакции K и H :

$$H = \left(G_{\text{ч}} + \frac{G_{\text{т}}}{2} - \frac{Z_{\text{п}}}{2} \right) \cdot \tan \psi; \quad (6)$$

$$K = \frac{2 \cdot G_{\text{ч}} + G_{\text{т}} - Z_{\text{п}}}{2 \cdot \cos \psi}. \quad (7)$$

Моменты сил трения равны:

$$M_{\text{трI}} = K \cdot f \cdot d_{\text{пI}}; \quad M_{\text{трII}} = H \cdot f \cdot d_{\text{пII}},$$

где f – коэффициент трения пальца о втулку проушины;

$d_{\text{пI}}, d_{\text{пII}}$ – диаметр пальца шарнира, м.

Выражение суммы моментов относительно шарнира II траверсы:

$$G_{\text{ч}} \cdot l_4 + \frac{G_{\text{т}}}{2} \cdot r \cdot \cos \gamma + H \cdot l_1 - M_{\text{трI}} - M_{\text{трII}} = \frac{Z_{\text{п}}}{2} \cdot r \cdot \cos \gamma. \quad (8)$$

Подставляем (6) и (7) в выражение (8), определяем силу $Z_{\text{п}}$, предварительно обозначив:

$$c_1 = l_1 \cdot \tan \psi + r \cdot \cos \gamma; \quad c_2 = l_1 \cdot \tan \psi + l_4;$$

$$Z_{\text{п}} = - \frac{2 \cdot (M_{\text{трI}} + M_{\text{трII}})}{c_1} + 2 \cdot G_{\text{ч}} \cdot \frac{c_2}{c_1} + G_{\text{т}}. \quad (9)$$

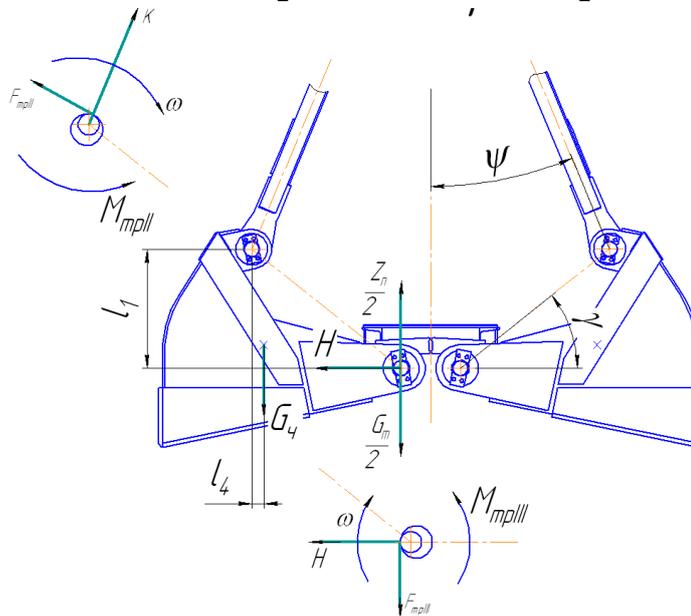


Рисунок 2 - Схема нагружения

Тогда усилие в замыкающем канате (с учетом КПД нижнего блока):

$$S_1 = \frac{Z_{\text{п}}}{T'_0}. \quad (10)$$

Значения T'_0 взяты из [1, с. 301, табл. 17], и представляют собой учет КПД блоков полиспастов.

Для обеспечения раскрытия усилие в замыкающем канате должно быть больше, чем сопротивление вращению барабана механизма подъема. Исходя из этого, минимальный необходимый вес траверзы определяется по формуле:

$$G_{T \min} = S_B \cdot T'_0 - 2 \cdot G_{\text{ч}} \cdot \frac{c_2}{c_1} + 2 \cdot \frac{M_{\text{трI}} + M_{\text{трII}}}{c_1}. \quad (11)$$

Вариантом рационализации конструкции грейферного механизма является установка в шарнирных узлах вместо втулок в проушинах шарнирных подшипников скольжения (рис. 3).



Рисунок 3 - Сферический шарнирный подшипник

Такие подшипники обеспечат:

- самоустанавливаемость системы челюсть-траверза;
- способны выдерживать значительные радиальные и небольшие осевые нагрузки одновременно;
- существуют модели подшипников без обслуживания.

Установка таких подшипников снизит энергоемкость процесса работы грейфера, упростит эксплуатацию и повысит надежность.

Выводы и направление дальнейших исследований.

В работе был проанализирован характер действия сил сопротивления в шарнирах и их влияние на работу механизма. Выявлена линейная зависимость минимального веса траверзы от моментов сопротивления в шарнирах.

Минимальный вес траверзы $G_{\text{тmin}}$ составил 3207 Н при расчете по методике, не учитывающей силы трения; При расчете с учетом сил трения минимальный вес траверзы составил 3433 Н. Т. е. можно сделать вывод, что необходимо утяжеление конструкции для обеспечения нормального протекания процесса раскрытия пустого грейфера.

Целью дальнейших исследований является уточнение характера действия возникающих сил сопротивления, исследование влияния условий работы грейфера на эти силы.

Список источников.

1. Таубер Б.А. Грейферные механизмы. - М.: Машиностроение, 1967.- 424 с.
2. Таубер Б.А. Грейферные механизмы. - М.: МАШГИЗ, 1985. - 270 с.
3. Михайлов И. В. Математическая модель движения грейфера. Вестник АГТУ. 2006. №1 (30).
4. Шевченко Н. А., Добрицын В. А. О снижении энергоемкости процесса зачерпывания материала канатным грейфером.