

для размещения различного оборудования и выполнять ряд других функций обусловленной технологической необходимостью.

Отсутствие в геоходе крепевозводящего модуля, его обоснованных технических решений, а также методик расчета конструктивных, силовых и прочностных параметров функциональных элементов крепеустановщика, адаптивного к установке различного типа крепи, делают геовинчестерную технологию проведения выработок не завершенной.

Крепевозводящий модуль геохода – это функциональное устройство, предназначенное для возведения постоянной крепи, приспособленное под условия и учитывающее возможности геовинчестерной технологии проведения выработок.

Предлагаемая классификация крепеустановщиков определяет направления научных исследований в разработке научных основ создания крепевозводящих модулей геоходов. Такая работа, направленная на создание методологии разработки и обоснования функциональных и конструктивных элементов крепевозводящего модуля является актуальной.

Для разработки обоснованных конструктивных решений крепевозводящего модуля геохода необходимо:

1. Провести патентный поиск существующих конструкций крепеустановщиков;
3. Разработать требования к функциональным устройствам и элементам;
4. Представить крепевозводящий модуль, как структурный объект;
5. Разработать систему буквенно-символьного обозначения;
6. Разработать варианты схемных решений.

Литература.

1. Концепция развития очистного, проходческого, конвейерного и бурового оборудования на период до 2020 г. / Ю.Н. Динник, И.С. Крашкин, В.Г. Мерзляков // Горное оборудование и электромеханика, 2006, №2, с. 2-12.
2. Аксенов В.В. Геовинчестерная технология проведения горных выработок. – Кемерово: Институт угля и углехимии СО РАН, 2004, 264 с., с ил.
3. Геовинчестерная технология и геоходы – инновационный подход к освоению подземного пространства / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков // «Известия высших учебных заведений «Горный журнал». – 2008. – №4. С. 19-28.
4. Формирование требований к основным системам геоходов / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, В.Ю. Садовец, В.Ю. Бегляков, В.Ю. Тимофеев, М.Ю. Блашук, Е.В. Резанова // Сборник статей. Отдельный выпуск ГИАБ (научно-технического журнала) . – 2009. №10 – М: Издательство «Горная книга» (Горный инженер). С. 107-117.
5. Оценка необходимости создания крепевозводящего модуля геохода и его функциональных устройств / В.В. Аксенов, В.Ю. Садовец // Горное машиностроение. Отдельный выпуск ГИАБ (научно-технического журнала). – 2012. № ОВЗ. – 552 с. – Москва: издательство «Горная книга». С. 9-14
6. Тоннели и метрополитены / В.П. Волков, С.Н. Наумов, А.Н. Пирожкова, В.Г. Храпов. // издательство «Транспорт» – Москва: - 1974, 551 с., с ил.

РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОГО ОБОСНОВАНИЯ СПОСОБА УРАВНОВЕШИВАНИЯ КРИВОШИПНО-ПОЛЗУННОГО МЕХАНИЗМА ПРОХОДЧЕСКОГО КОМБАЙНА ДЛЯ ГОРНЫХ ВЫРАБОТОК

П.В. Бурков, д.т.н., проф., С.П. Буркова, к.т.н., доц., В.Ю. Тимофеев**, к.т.н., доц.
Томский Государственный Архитектурно-Строительный Университет, Томск
634003, г. Томск, пл.Соляная 2, тел. (382-2) 65-32-61, e-mail: burkovpv@mail.ru*

**Национальный исследовательский Томский политехнический университет, Томск
634050, г. Томск, пр. Ленина, 30, тел. (382-2) 12-34-56, e-mail: burkovasp@tpu.ru.*

***Юргинский технологический институт (филиал) Национального исследовательского
Томского политехнического университета
652055, Кемеровская обл., г. Юрга, ул. Ленинградская, 26, тел. (38-451) 6-26-83
E-mail: tv-ytitpu@mail.ru.*

В рамках принятой Правительством Российской Федерации «Энергетической стратегией России на период до 2020 г.» планируется увеличение добычи угля до 410...450 млн. тонн и рост его доли в производстве электроэнергии с 34 до 44%. Рост мощностей в период до 2010 г. происходил за счет технического перевооружения, а в период 2011–2020 гг. планируется происходить за счет ко-

ренного изменения технического уровня горно-шахтного оборудования. Концентрация горного производства на перспективных шахтах угольной отрасли за счет технического переоснащения очистных комплексов требует значительных изменений в ведении подготовительных работ. И в первую очередь это касается комбайнового способа. В настоящее время на шахтах Кузбасса на один миллион тонн добытого угля приходится около 4,7 километров подземных горных выработок, проводимых с использованием проходческих комбайнов. Объем проведенных горных выработок в Кузбассе за 2011 год составляет около 400 км. В соответствии с Долгосрочной Программой развития угольной промышленности России на период до 2030 года намечено увеличение объемов добычи угля подземным способом в 1,3 раза. Ожидаемый объем проведения горных выработок к 2030 году может составить 500...550 км в год [1].

Парк проходческих комбайнов в угольной отрасли составляет около 360 штук (порядка 240 из них находятся в Кузбассе). Основой этого парка являются комбайны типа ГПКС производства Копейского машиностроительного завода (по Кузбассу, например, 97%). Анализ состояния проходческих комбайнов указывает на неуклонное снижение парка новых машин. Износ комбайнов по основным угольным компаниям является настораживающим фактором в возможностях обеспечения необходимого объема подготовительных работ в угольных компаниях. В настоящее время отсутствуют технологии альтернативные комбайновой проходки горных выработок в шахтах Кузбасса, но ведутся работы по их созданию [2].

В период с 1990 по 2004 г ни один из импортных комбайнов не окупился в эксплуатации. Темпы их работы не превышают темпы проходки отечественными комбайнами, стоимость производства которых значительно ниже стоимости комбайнов зарубежных. Для возрождения производства отечественных проходческих комбайнов необходимо практически заново восстановить систему организации научных и конструкторских работ по созданию проходческой техники с учетом огромного отечественного и зарубежного опыта в этом направлении, сосредоточить изготовление новых машин на предприятиях с высокоэффективной технологией, углубить подготовку инженерных и научных кадров с учетом требований рыночной экономики [3]. Основными технологическими операциями при комбайновом способе прохождения горных выработок являются:

- отделение от массива разрушаемых пород и полезного ископаемого;
- удаление отделенной массы из забоя и её погрузка на транспортные средства выработки (конвейер или в вагонетки);
- подготовка поверхности выработки к возведению крепи, её установка, затяжка и забутовка пустот за крепью;
- вспомогательные операции по обеспечению функционирования забоя (проведение водосточной канавки; наращивание транспортных средств выработки (конвейеров и рельсового пути); наращивание вентиляционной трубы, водного и воздушного ставов и др.).

Из четырех вышеперечисленных технологических операций уровень механизации и трудозатраты первых трех в значительной степени определяются конструкцией и структурой проходческого комбайна. Эти же технологические операции также в значительной степени определяют темпы проходки и затраты на проходжение выработок. Способность комбайна обеспечить совмещение этих операций во времени позволяет значительно сократить длительность рабочего цикла прохождения выработки, а возможность прохождения выработок с высоким качеством боковых поверхностей и почвы – значительно повысить эффективность его работы за счет снижения объема разрушаемой массы и значительного сокращения объема забутовки. Весьма существенное влияние на эффективность работы комбайна в целом оказывает питатель.

Питатель комбайна КПО-50 производства ООО «Юргинский машзавод» выполнен с возможностью установки сменных устройств: нагребных лап или звезд; имеет отдельные гидроприводы на каждый нагребный элемент. Гидроприводы хода и питателя позволяют комбайну работать в обводненных забоях. Скребок-конвейер комбайна с поворотной хвостовой секцией способен загружать горную массу в любые шахтные транспортные средства. Подъемно-поворотный скребок-конвейер с усиленной шарнирной цепью обеспечит погрузку отбитой горной массы на любой вид шахтного транспорта [4].

Питатель предназначен для загрузки отбитой горной массы на скребок-конвейер комбайна и представляет собой наклонный стол с двумя нагребными лапами с синхронизированными индивидуальными гидроприводами. Питатель шарнирно крепится к раме и имеет возможность подъема (450 мм) и опускания (250 мм) относительно уровня почвы с помощью двух гидроцилиндров. При

опускании на почву питатель становится дополнительно опорой, повышающей устойчивость комбайна при разрушении забоя. Питатель состоит из привода питателя и опорной рамы, соединенных между собой осями. Опорная рама является носком питателя. При необходимости питатель дополняется уширителями и подлапниками, которые позволяют увеличить ширину погрузочной части с 2400 мм до 4000 мм. Так как питатель снабжен гидромеханическим приводом, то предохранительных элементов в нем не предусмотрено. Привод питателя состоит из сварного корпуса, обводной головки для скребковой цепи, лап, коромысел, приводных кривошипов, гидромоторов и цилиндрических зубчатых передач. Вращение от гидромоторов передается через шестерню колесам и с помощью шлицевого соединения – кривошипам, на которых установлены загребавшие лапы. Подшипниковые узлы лап, коромысел, кривошипов уплотнены торцевыми уплотнениями. В корпусе выполнены расточки для крепления питателя к раме и крепления гидроцилиндров подъема питателя.

Рассматриваемый в анализе узел состоит из следующих сборочных единиц:

- привод;
- лапа;
- коромысло.

Дальнейшее построение моделей выполнено для этих узлов. Явление самосинхронизации [5] широко используется в системах автоматической балансировки вращающихся роторов [6, 7]. В рассматриваемой работе авторы показывают, что явление синхронизации можно применить и для уравновешивания шарнирных механизмов, и в частности кривошипно-ползунных.

Механическая модель рассматриваемой системы представлена на рисунке 1. Шарнирный механизм установлен на горизонтальной платформе, которая может совершать только поступательное движение. Платформа упруго соединена с неподвижным основанием. Шарнирный механизм приводится в движение двигателем, который вращает кривошип с постоянной угловой скоростью $\dot{\varphi} = \Omega$.

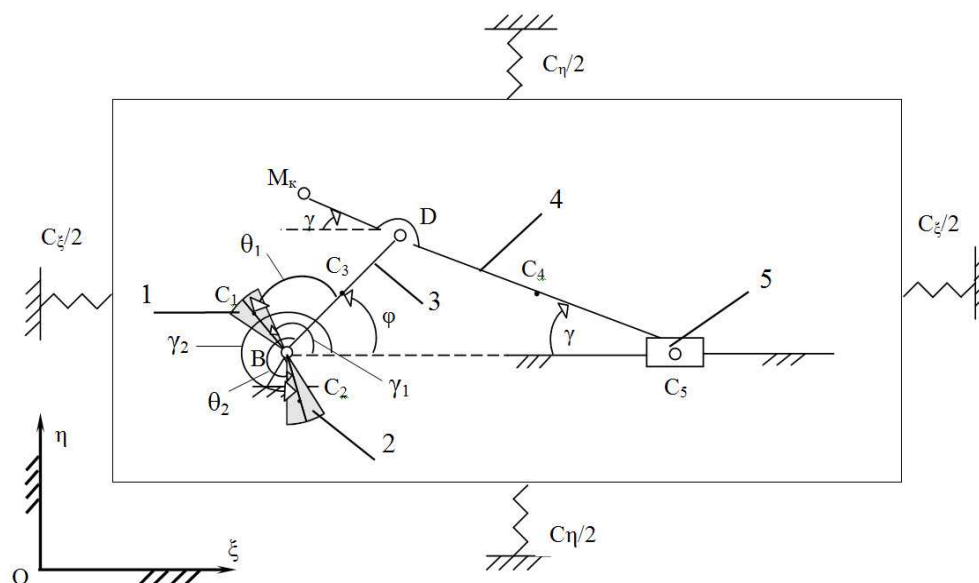


Рис. 1. Модель кривошипно-шатунной системы

1, 2 – маятники, подвижно установленные на оси кривошипа, 3 – кривошип, 4 – шатун, 5 – ползун, M_k – корректирующая масса

За обобщенные координаты механизма принимаем координаты ξ_B, η_B оси кривошипа в системе неподвижных осей $\xi O \eta$ и углы поворота γ_1, γ_2 маятников по отношению к неподвижной оси $O\xi$. Тогда кинетическая энергия механизма запишется в виде:

$$T = \frac{1}{2} m_{\Pi} (\dot{\xi}_B^2 + \dot{\eta}_B^2) + \sum_{i=1}^2 \left[\frac{1}{2} m_i (\dot{\xi}_{C_i}^2 + \dot{\eta}_{C_i}^2) + \frac{1}{2} J_{C_i} \dot{\gamma}_i^2 \right] + \frac{1}{2} m_3 (\dot{\xi}_{C_3}^2 + \dot{\eta}_{C_3}^2) + \frac{1}{2} J_{C_3} \dot{\varphi}^2 + \frac{1}{2} m_4 (\dot{\xi}_{C_4}^2 + \dot{\eta}_{C_4}^2) + \frac{1}{2} J_{C_4} \dot{\gamma}^2 + \frac{1}{2} m_5 (\dot{\xi}_{C_5}^2 + \dot{\eta}_{C_5}^2) + \frac{1}{2} m_k (\dot{\xi}_K^2 + \dot{\eta}_K^2) \quad (1)$$

Здесь m_{Π} и m_K – масса платформы и корректирующая масса; m_i ($i=1..5$) – массы звеньев; J_{Ci} ($i=1..4$) – моменты инерции относительно центральных осей; ξ_{Ci} , η_{Ci} и ξ_{Ki} , η_{Ki} – координаты центров масс C_i звеньев и корректирующей массы, которые выражаются через расстояния $BC_i=h_i$ ($i=1..3$), $BD=l_3$, $DC_i=h_i$ ($i=4,5$), $DM_K=h_K$ и углы γ_i , φ , γ .

Уравнения движения рассматриваемой механической системы составляем в форме уравнений Лагранжа второго рода.

$$\frac{\partial}{\partial t} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_{qi} \quad (i=1..4) \quad (2)$$

В соответствии с равенствами (1) и (2) эти уравнения представляем в виде:

$$\begin{aligned} M\ddot{\xi}_B - \Omega^2 A_0 \cos \Omega t - A_1 (\ddot{\gamma} \sin \gamma + \dot{\gamma}^2 \cos \gamma) - \sum_{i=1}^2 m_i h_i (\ddot{\gamma}_i \sin \gamma_i + \dot{\gamma}_i^2 \cos \gamma_i) &= Q_{\xi_B}; \\ M\ddot{\eta}_B - \Omega^2 A_0 \sin \Omega t - A_1 (\ddot{\gamma} \cos \gamma - \dot{\gamma}^2 \sin \gamma) + \sum_{i=1}^2 m_i h_i (\ddot{\gamma}_i \cos \gamma_i - \dot{\gamma}_i^2 \sin \gamma_i) &= Q_{\eta_B}; \\ J_{Bi} \ddot{\gamma}_i + m_i h_i (\ddot{\eta}_B \cos \gamma_i - \ddot{\xi}_B \sin \gamma_i) &= Q_{\gamma_i} \quad (i=1,2) \end{aligned} \quad (3)$$

где введены обозначения:

$$M = m_{\Pi} + m_K + \sum_{i=1}^5 m_i; \quad A_0 = m_3 h_3 + l_3 (m_4 + m_5 + m_K);$$

$$A_1 = m_4 h_4 + m_5 h_5 - m_K h_K; \quad J_{Bi} = J_{Ci} + m_i h_i^2 \quad (i=1,2)$$

Считаем, что обобщенные силы вычисляются по формулам:

$$Q_{\xi_B} = -C_{\xi} \xi_B; \quad Q_{\eta_B} = -C_{\eta} \eta_B; \quad Q_{\gamma_i} = -h_{\gamma} (\dot{\gamma}_i - \dot{\phi}) \quad (4)$$

Ищем стационарное движение системы в виде

$$\gamma_i = \Omega t + \theta_i, \quad \xi_B = \text{const} = 0, \quad \eta_B = \text{const} = 0 \quad (5)$$

Здесь θ_i – постоянные, характеризующие положения равновесия маятников относительно кривошипа, вычисляются из условия неподвижности платформы.

При таких значениях обобщенных координат два последних уравнения системы (3) удовлетворяются тождественно. Подставляя (5) в два первых уравнения системы (3), получаем условия, накладываемые на параметры системы:

$$m_1 = m_2 = m, \quad h_1 = h_2 = a, \quad A_1 = 0 \quad (6)$$

и уравнения для определения θ_1 и θ_2 :

$$\begin{aligned} \cos \theta_1 + \cos \theta_2 &= -\frac{A_0}{ma}; \\ \sin \theta_1 + \sin \theta_2 &= 0 \end{aligned} \quad (7)$$

Из (6) находим корректирующую массу:

$$m_K = \frac{m_4 h_4 + m_5 h_5}{h_K} \quad (8)$$

При выполнении условия (8) центр масс шатуна с ползуном и массой M_K приводится к точке D шарнирного соединения шатуна с кривошипом. Это условие получено в [5]. В области изменения θ_1 от 0 до π единственным решением системы уравнений (7) является:

$$\begin{aligned} \theta_1 &= \arccos \left(-\frac{A_0}{2ma} \right); \\ \theta_2 &= -\theta_1. \end{aligned} \quad (9)$$

Положение маятников, соответствующее (9) показано на рисунке 2. Из (9) следует, что должно выполняться условие:

$$\frac{A_0}{2ma} \leq 1 \quad (10)$$

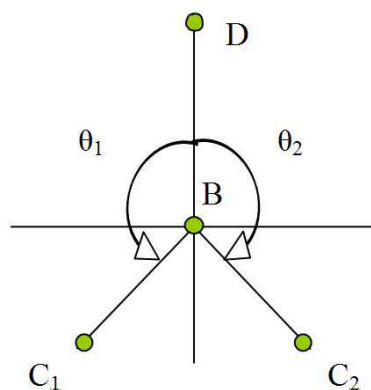


Рис. 2. Положение маятников

Выражения (6) и (10) являются необходимыми условиями отсутствия движения платформы, что соответствует уравниванию механизма.

Полученное решение реализуется на практике в том случае, если оно устойчиво. Условие устойчивости решения (5) системы уравнений (3) при условиях (6) получаем аналогично (4) в виде:

$$\frac{\varpi^2 - \Omega}{(\varpi_\xi^2 - \Omega^2) \cdot (\varpi_\eta^2 - \Omega^2)} < 0 \quad (11)$$

где

$$\varpi^2 = \frac{(\varpi_\xi^2 + \varpi_\eta^2)}{2}, \quad \varpi_\xi^2 = \frac{C_\xi}{M}, \quad \varpi_\eta^2 = \frac{C_\eta}{M}$$

Для определенности принимаем $\omega_\xi < \omega_\eta$, тогда легко показать, что $\omega_\xi < \omega < \omega_\eta$. Весь диапазон изменения частоты вращения кривошипа делим на четыре области:

$$\Omega < \omega_\xi, \quad \omega_\xi < \Omega < \omega, \quad \omega < \Omega < \omega_\eta, \quad \omega_\eta < \Omega.$$

В первой и третьей области (11) не выполняется, а во второй и четвертой выполняется. Таким образом, имеется две устойчивые области, отвечающие устранению статической неуравновешенности кривошипно-ползунного механизма.

$$\omega_\xi < \Omega < \omega, \quad \omega_\eta < \Omega. \quad (12)$$

Полученные выражения являются математическим описанием процесса автоматического уравнивания кривошипно-шатунного механизма питателя для погрузки горной массы на скребковый конвейер проходческого комбайна. Предлагаемый способ уравнивания кривошипно-ползунного механизма с помощью маятников более предпочтителен, так как он осуществляется автоматически, при изменении массы ползуна, шатуна и кривошипа, а также координат их центров масс, во время процесса работы комбайна.

Литература.

1. Тимофеев В.Ю., Аксенов В.В., Ефременков А.Б. Обоснование параметров трансмиссии геохода с волновой передачей», издательство LAP LAMBERT Academic Publishing. ISBN: 978-3-659-30619-8. 216 с.
2. V.V. Aksenov, A.A. Khoreshok, V.Yu. Beglyakov. Justification of creation of an external propulsor for multipurpose shield-type heading machine – GEO-WALKER. Applied Mechanic and Materials. Innovation Materials and Manufacturing Technologies, Economic Aspects in Enterprises. 2013. Vol. 379. available at: <http://www.scintific.net>.
3. Бурков П.В. Совершенствование конструкции заднего опорного устройства проходческого комбайна КСП-22 / П.В.Бурков, В.Ю.Тимофеев, Л.В.Трофимова // Известия ВУЗОВ. Горный журнал № 1. - 2010. – С.62-66.
4. <http://www.yumz.ru>.
5. Анищенко В.С. Знакомство с нелинейной динамикой: Учеб. пособие. М.:2002, 144 с.
6. Нестеренко В.П. Автоматическое устранение статической неуравновешенности ротора 2-х массовой системы. «Известия ВУЗов», Машиностроение, 1983. №3, с.46-50.
7. Нестеренко В.П. Автоматическое устранение статической неуравновешенности ротора с анизотропными опорами. Машиностроение, 1984, №1. с. 24-25.