

МОДЕЛЬ ВОЗМУЩАЮЩЕЙ НАГРУЗКИ В ТРАНСМИССИИ ОТБОЙНОГО МОЛОТА

А.Ж.БАЯЛИЕВ

[E.mail. ksucta@elcat.kg](mailto:ksucta@elcat.kg)

Эки ийримуунактуу-сойлооч ёзгөрмө тицилицилтегич механизмдиги ургу балканын динамикалык модели иштелип чыкты. Тёмөндө ургу балканын узаткычындагы дицилктиригичи жсиктиги теьдемеси жазылды.

В работе описана модель возмущающей нагрузки в трансмиссии отбойного молота. Разработана динамическая модель отбойного молота с двухкривошипно-ползунным механизмом переменной структуры.

In this work was described model of outraging loads in transmission jack hammer. Dynamic model jack hammer with twocrank-crawler mechanism of the variable structure was designed.

В Институте машиноведения НАН КР разработан отбойный молот с двухкривошипно-ползунным механизмом переменной структуры (ДКП-МПС) /2, 3/. Основными элементами предложенного ДКП-МПС являются два одинаковых нецентральных кривошипно-ползунных механизма, расположенных симметрично относительно направляющей общего ползуна-бойка (рис. 1). Параметры звеньев кривошипно-ползунного механизма выбраны таким образом, чтобы максимальная скорость ползуна-бойка при рабочем ходе превосходила максимальную скорость ползуна-бойка при обратном ходе, но при этом механизм не является предельным, т.е. кривошипы и шатуны не выстраиваются в одну линию.

Для описания возмущающих нагрузок существуют различные методы. В работах /4/ возмущающие нагрузки на силовую трансмиссию ударных машин представляются в виде дискретно-периодических функций. Модель возмущающих нагрузок ручной ударной

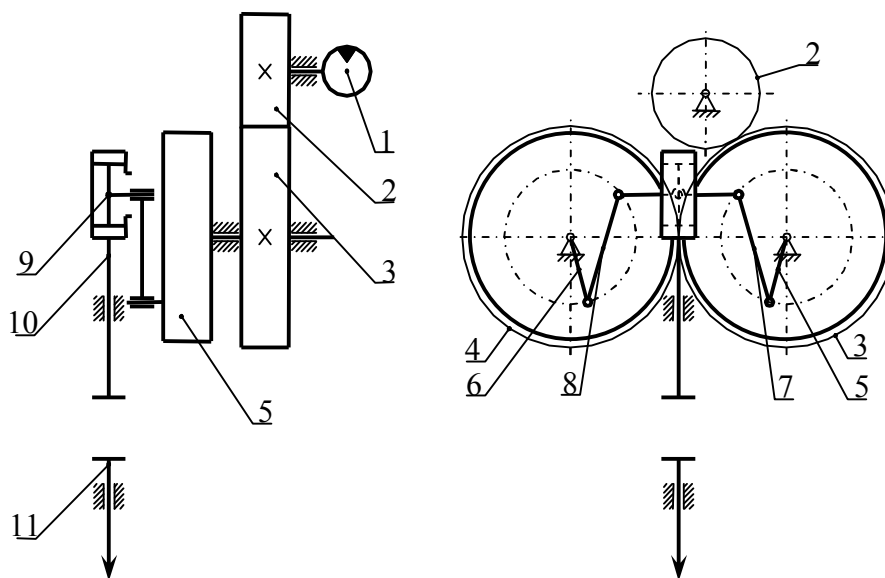


Рис. 1. Кинематическая схема отбойного молота с ДКП-МПС с гидроприводом: 1 – гидродвигатель; 2 – шестерня; 3,4 – зубчатые колеса; 5,6 – маховики-кривошипы; 7,8 – шатуны; 9 – поводок; 10 – ползун – боек; 11 – инструмент

машины приведена в работе /5/. Как указано в этой работе, импульсная возмущающая сила будет действовать на силовую трансмиссию в течение очень короткого промежутка времени, когда происходит удар ползуна бойка об инструмент.

Для математического описания возмущающего момента на кривошипном валу рассмотрим кривошипно-ползунный механизм, приложив к нему все действующие силы (рис. 2).

Обозначим через F силу, возникающую при соударении ползуна-бойка с инструментом, R_u – силу, действующую по шатуну l_2 , R – составляющую, действующую перпендикулярно кривошипу l_1 .

Крутящий момент на кривошипном валу равен

$$M_c = R \cdot l_1. \quad (1)$$

Откуда $R = R_u \cdot \sin \alpha$.

Зная, что

$$R_u = \frac{F}{\cos \psi},$$

$$\text{где } \cos \psi = \sqrt{1 - \sin^2 \psi}, \quad \sin \psi = \frac{e + l_1 \cdot \sin \varphi}{l_2}$$

Тогда

$$R_u = \frac{F}{\sqrt{l_2^2 - (e + l_1 \cdot \sin \varphi)^2}}.$$

Для кривошипно-ползунного механизма существует соотношение

$$\psi = \alpha - \varphi,$$

$$\text{где } \alpha = \arcsin \left(\frac{e + l_1 \cdot \sin \varphi}{l_2} \right) + \varphi.$$

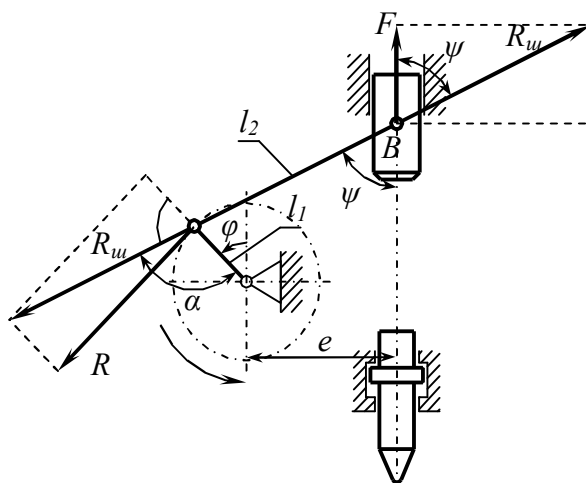


Рис. 2. Силы, действующие на кривошипно-ползунный механизм

Окончательно имеем:

$$M_c = \frac{F \cdot l_1}{\sqrt{l_2^2 - (e + l_1 \cdot \sin \varphi)^2}} \cdot \sin \left(\arcsin \left(\frac{e + l_1 \cdot \sin \varphi}{l_2} \right) + \varphi \right). \quad (2)$$

В процессе работы отбойного молота на силовую трансмиссию действуют периодические нагрузки со стороны ударного механизма, взаимодействующего с обрабатываемой средой. Причем импульсная возмущающая сила будет действовать на

силовую трансмиссию очень короткий промежуток времени, во время которого происходит удар коромысла об ограничитель (рис. 3).

Для описания импульсного возмущения в математической среде программирования MathCAD используем следующую зависимость /6/:

$$M_c := \begin{cases} 0 & \text{if } |\varphi| > \frac{\pi}{2} \\ M_c(\varphi) & \text{if } |\varphi| = \frac{\pi}{2} \\ 0 & \text{if } |\varphi| < 2\pi \end{cases} \quad (3)$$

При моделировании ударных машин с механизмом переменной структуры можно воспользоваться модульным принципом /1/. Согласно этому принципу, составляются динамические модели отдельных элементов конструкции машины, и затем они соединяются согласно кинематической схеме.

Уравнения движения трансмиссии отбойного молота с ДКП-МПС для изучения вынужденных колебаний имеют следующий вид:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 = M_\delta - c_1(\varphi_1 - \varphi_2) \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 = c_1(\varphi_1 - \varphi_2) - c_2(\varphi_2 - \varphi_3) \\ J_{3n} \ddot{\varphi}_3 = c_2(\varphi_2 - \varphi_3) - \frac{\dot{\varphi}_3^2}{2} \cdot \frac{dJ_{3n}}{d\varphi_3} - M_c \\ J_4 \ddot{\varphi}_4 = c_3(\varphi_2 - \varphi_4) - c_4(\varphi_4 - \varphi_5) \\ J_{5n} \ddot{\varphi}_5 = c_4(\varphi_4 - \varphi_5) - \frac{\dot{\varphi}_5^2}{2} \cdot \frac{dJ_{5n}}{d\varphi_5} + M_c \end{cases} \quad (4)$$

где M_c – возмущающий момент, обусловленный силой взаимодействия ползуна-бойка с инструментом.

Решение системы дифференциальных уравнений (4) осуществляется численным методом на персональном компьютере в математической среде MathCAD с использованием функции `rkfixed` (y_0, t_0, t_1, N, F) /6/.

Результаты расчета представлены на рис. 3, 4, на которых приведены зависимости угловых скоростей гидродвигателя ω_1 , цилиндрических зубчатых колес ω_2 , ω_4 и двух маховиков-кривошипов ω_3 , ω_5 , к которым приведены массы звеньев кривошипно-ползунного механизма. На рис. 3 показаны зависимости угловых скоростей элементов трансмиссии с циклами периодически возникающих возмущающих нагрузок. Периодические увеличения амплитуд угловых скоростей трансмиссии отбойного молота объясняются влиянием возмущающих нагрузок в момент удара ползуна-бойка по инструменту. При дальнейших исследованиях возмущающих колебаний трансмиссии достаточно рассмотреть движение элементов за первый цикл работы механизма, так как в последующих циклах происходит повторение зависимостей (рис. 3).

Зависимости угловых скоростей от времени, показанные на рис. 4, для наглядности приведены более развернуто, чем на рис. 3. Как видно из приведенных зависимостей, движения элементов имеют сложный характер. Особенно это касается движения вала гидродвигателя. Сложный характер крутильных колебаний гидродвигателя объясняется влиянием движения остальных элементов трансмиссии отбойного молота. Колебания угловой скорости маховиков-кривошипов ω_3 , ω_5 отличаются периодичностью и существенными значениями амплитуд.

Таким образом, на основе анализа возмущающих нагрузок в ударном механизме

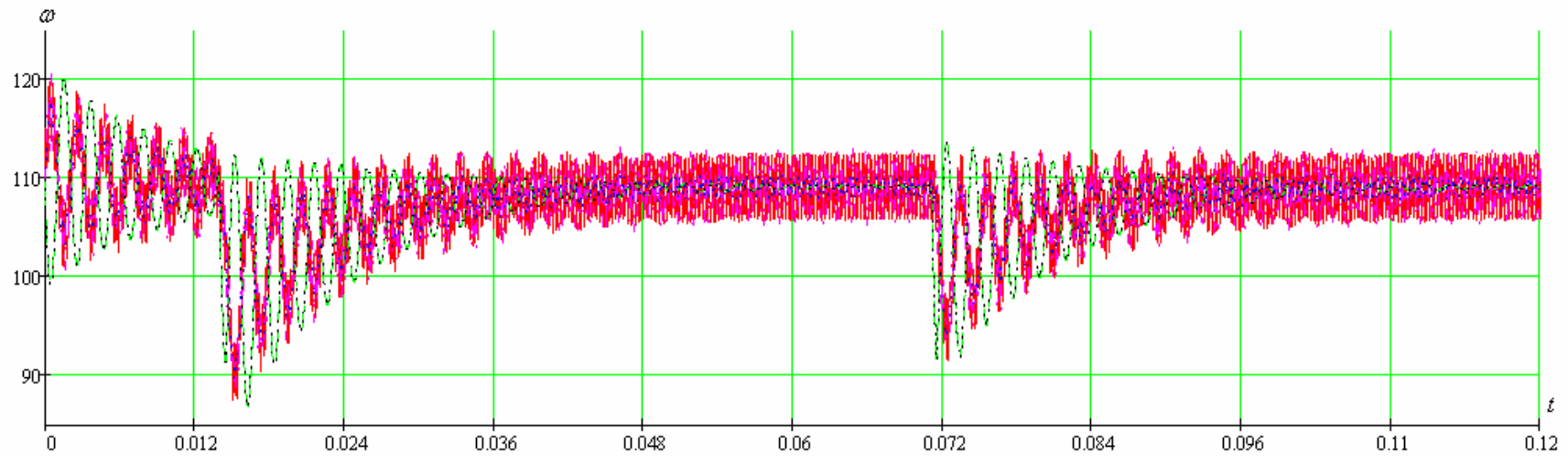


Рис. 3. Диаграмма угловых скоростей элементов силовой передачи

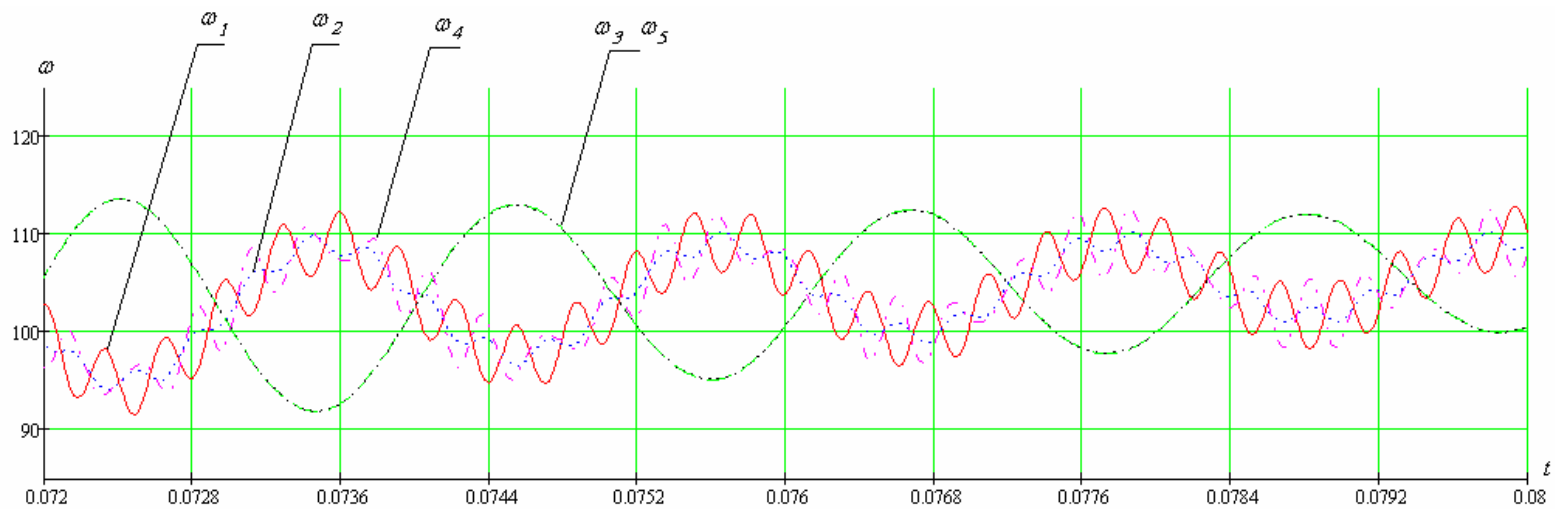


Рис. 4. Фрагмент диаграммы угловых скоростей элементов силовой передачи с увеличенным масштабом оси времени.
 ω_1 – угловая скорость двигателя; ω_2 – угловая скорость цилиндрического зубчатого колеса; ω_3 – угловая скорость кривошипа маховика; ω_4 – угловая скорость цилиндрического зубчатого колеса; ω_5 – угловая скорость кривошипа маховика

переменной структуры предложена формула для ее определения. Определены угловые скорости элементов трансмиссии отбойного молота и построены их зависимости.

Список литературы

1. Алимов О.Д., Абдраимов С. Основы теории прессов с механизмами переменной структуры. – Фрунзе: Илим, 1988. – 294 с.
2. Джуматаев М.С., Каримбаев Т.Т., Уркунов З.А., Баялиев А.Ж. Двухкривошипно-ползунный ударный механизм с воздушной подушкой //Сб. научных трудов Института машиноведения, вып.5. – Бишкек: Илим, 2006. – С.20-25.
3. Джуматаев М.С., Уркунов З.А., Баялиев А.Ж. Молот с воздушной подушкой //Сб. научных трудов Института машиноведения, вып.7. – Бишкек: Илим, 2008. – С.65-70.
4. Манжосов В.К., Абдраимов С., Невенчанная Т.О. Крутильные колебания в трансмиссиях буровых машин. – Фрунзе: Илим, 1982. – 168 с.
5. Текеев М.Д. Динамика электромеханических ручных ударных машин с МПС.: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук. – Бишкек, 2002.
6. MathCAD User's Guide MathCAD 6.0 PLUS Финансовые, инженерные и научные расчеты в среде Windows 95. – М.: Филинь, 1995. – 697 с.